



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

DESARROLLO DE GUIONES DE PRÁCTICAS PARA EL
ÁREA DE MECÁNICA DE FLUIDOS. PARTE IV

MEMORIA

Alumno:

Jesús Bronte Orduna

Tutores:

Justo García Ortega

Javier León Iriarte

Pamplona, noviembre de 2013







ÍNDICE

1. PLANTEAMIENTO Y OBJETIVOS DEL PROYECTO FIN DE CARRERA	6
2. ESPACIO EUROPEO DE EDUCACIÓN SUPERIOR	7
2.1. ¿QUÉ ES BOLONIA?	7
2.2. ADAPTACIÓN DEL EEES EN LA UPNA	10
3. INTRODUCCIÓN	15
3.1. HISTORIA DE LA UPNA	15
3.2. LABORATORIOS DEL ÁREA DE MECÁNICA DE FLUIDOS	18
3.2.1. Laboratorio de Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas	18
3.2.2. Laboratorio de Mecánica de Fluidos	18
3.3. EQUIPOS UTILIZADOS EN LA REALIZACIÓN DE LOS GUIONES	19
4. METODOLOGÍA DOCENTE DE LOS GUIONES	25
5. GUIONES DE PRÁCTICAS	27
5.1. DISTRIBUCIÓN DE PRESIONES EN <i>TOBERAS</i>	28
5.1.1. DISTRIBUCIÓN DE PRESIONES EN <i>TOBERAS</i> (guión para el profesor)	50
5.2. ESTUDIO EXPERIMENTAL DE UNA <i>TURBINA TURGO</i>	123
5.2.1. ESTUDIO EXPERIMENTAL DE UNA <i>TURBINA TURGO</i> (guión para el profesor)	147
5.3. ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS OBTENIDOS EN EL <i>ARIETE HIDRÁULICO</i> CON EL OSCILOSCOPIO	188
6. CONCLUSIONES Y LÍNEAS FUTURAS	222
7. BIBLIOGRAFÍA	224

1. PLANTEAMIENTO Y OBJETIVOS DEL PROYECTO FIN DE CARRERA

El objetivo de este proyecto es preparar los guiones de las clases prácticas del Área de Mecánica de Fluidos del Departamento de Ingeniería Mecánica, Energética y de Materiales de la UPNA. Los guiones de prácticas van dirigidos a los alumnos de las asignaturas del Área de Mecánica de Fluidos impartidas en los Grados de Ingeniería Mecánica e Ingeniería en Tecnologías Industriales.

En la actualidad existen una serie de guiones de prácticas que cubren la mayor parte de la maquinaria disponible en el laboratorio, pero, sin embargo, aún hay equipos que fueron diseñados y construidos que apenas se les ha dado uso. Por esto, la finalidad de este proyecto será elaborar nuevos guiones de prácticas para que los futuros alumnos puedan trabajar con esos equipos. En concreto, con los equipos de flujo compresible, del Ariete Hidráulico y las turbinas Turgo y Banki. Con los nuevos guiones se aumentará considerablemente el número de prácticas realizables, quedando en consonancia con el objetivo del plan del Estado Europeo de Educación Superior (EEES) de aumentar el número de horas de enseñanza práctica.

Además, con estos guiones se pretende reforzar los conocimientos aprendidos en clase, incluyendo fundamentos teóricos que ayuden a una mejor comprensión de las prácticas y faciliten su realización tanto en los laboratorios como fuera de ellos. En su desarrollo, cada práctica será realizada en el laboratorio correspondiente. Se tomarán los datos obtenidos y con ellos se desarrollará una copia de cada guión en la que se incluirán los resultados pedidos al alumno. Estos guiones completos servirán de guía al profesor a la hora de realizar las prácticas y de corregir los guiones entregados por los alumnos.

Para la realización de los guiones para el profesor se tomarán los datos necesarios para que los resultados sean fiables y concluyentes, aunque posteriormente se ajustará el número de datos pedidos a los alumnos para que el resultado de la práctica sea correcto y la duración de la misma sea adecuada (entre una y dos horas).

2. ESPACIO EUROPEO DE EDUCACIÓN SUPERIOR

2.1. ¿QUÉ ES BOLONIA?

Se llama así, popularmente, al nuevo sistema de educación superior peculiar de Europa. El 19 de junio de 1999, 30 estados europeos suscribieron la Declaración de Bolonia, instando la creación de un Espacio Europeo de Educación Superior (EEES), que es el nombre propio del sistema universitario al que se acogen todas las universidades de Europa con reconocimiento oficial.

El Espacio Europeo de Educación Superior consiste en un marco común de los países europeos que fomenta la convergencia en materia de educación, la empleabilidad y movilidad dentro de Europa y la atracción de estudiantes, profesores e investigadores de otras partes del mundo.

El EEES tiene 6 objetivos principales para llevar a cabo su finalidad:

1. El reconocimiento entre países de cualificaciones.
Se adopta un sistema común fácilmente legible y comparable de titulaciones, mediante la implantación, entre otros procedimientos, de un Suplemento al Diploma o Suplemento Europeo al Título.
2. Estructura común de las titulaciones.
Se establece un sistema de dos ciclos principales: grado y posgrado, que se estructuran en 3 niveles de estudio:
 - Grado – Educación superior básica, orientada al aprendizaje de competencias básicas para el ejercicio de una profesión.
 - Máster – Educación superior de posgrado, orientada al aprendizaje de competencias específicas para el ejercicio de una profesión y/o competencias para la investigación.
 - Doctorado – Educación superior de posgrado orientada a la investigación.
3. Sistema común de créditos
Se establece el ECTS (European Credit Transfer System) o Sistema Europeo de Transferencia de Créditos por el que los créditos obtenidos por estudiar en una universidad de un país de Europa son reconocidos inmediatamente y sin procedimiento como créditos en cualquier otra universidad de Europa. Los créditos europeos o pertenecientes al ECTS son comúnmente llamados ‘ECTS’ o ‘créditos ECTS’.
4. Programas de movilidad.
Los programas de movilidad se agilizan y el establecimiento de estándares comunes para todos los países dentro del EEES facilita inmediatamente el libre intercambio entre alumnos, profesores, investigadores y personal entre todas las universidades y otros centros de educación superior y de investigación.
5. Garantía de calidad.

Los países del EEES se comprometen con unos niveles comunes de calidad que se reflejan en unos criterios y metodologías comparables. Especialmente relevantes de cara al estudiante son las siguientes directrices:

- Las instituciones de educación superior deben tener establecidos y publicados su política y procedimientos para la mejora continua de la calidad de sus programas y títulos.
- Se establecen procedimientos para la aprobación, revisión y control de los programas y títulos.
- Se hacen consistentes los criterios de evaluación de los alumnos.
- Se establecen procedimientos de evaluación y mejora continua del profesorado.
- Se establecen procedimientos para adecuar los recursos disponibles para el aprendizaje a los programas impartidos.

6. Aprendizaje permanente.

Las instituciones del EEES podrán proveer -debido a todo lo anterior- de oportunidades de educación profesional continua, facilitando asimismo acceso a estudios superiores a estudiantes que requieran programas más flexibles fuera de la estructura más formal.

Pero especialmente relevante para el alumno es un aspecto que le afecta en su día a día:

- Las instituciones de educación superior podrán validar y reconocer una gran parte de aprendizaje que por su naturaleza es menos formal y aprendizaje obtenido en la experiencia profesional.

¿Cómo se lleva a cabo?

Aparte de implementar gran parte de lo descrito arriba, la acción fundamental dentro del EEES es el lanzamiento de nuevos planes de estudio. Ésta es la parte más visible y que repercute directamente en el alumno.

Lo fundamental con respecto a la implantación de los nuevos planes de estudio -que siguen la estructura de titulaciones arriba expuesta- es la siguiente:

1. En España todas las universidades deben convocar las nuevas titulaciones en 2010.
2. La característica principal de las nuevas titulaciones va más allá de la estructura de títulos y el sistema de créditos: están centradas en el aprendizaje. Esta es una de las grandes innovaciones del EEES. Los planes de estudio, los programas que siguen cada una de las titulaciones, giran en torno a la adquisición de competencias por parte del alumno en lugar de girar en torno a la impartición de contenidos.
3. ¿Qué es una competencia?
Una competencia es una capacidad: la disposición que tiene el alumno para hacer un tipo de actividad profesional o académica de modo adecuado, incluyendo la aplicabilidad de los conocimientos y el manejo de habilidades y aspectos de actitud, responsabilidad, autonomía y valores profesionales.
4. ¿Qué competencias?
En el diseño de los nuevos planes de estudio las instituciones universitarias del EEES -con ayuda en cada caso de instituciones como las agencias de acreditación y otros organismos que velan por la educación superior en cada país- han tenido

que identificar las competencias relevantes para cada titulación en función de los requisitos de suficiencia mínimos para ejercer en un ámbito profesional o académico.

Es importante señalar que una competencia no debe comprenderse como 'habilidad práctica' -lo que lleva en ocasiones a no entender bien Bolonia- porque una competencia puede tener una dimensión puramente conceptual. Los contenidos no son irrelevantes en Bolonia, lo que se exige es que el estudiante sepa y aprenda su aplicabilidad.

5. Los planes de estudio deben estar orientados a los resultados de aprendizaje y deben contener las siguientes materias (especificamos lo necesario para los planes de estudio de grado):
 - Formación básica de la rama de conocimiento
 - Materias obligatorias
 - Materias optativas
 - Prácticas externas
 - Trabajo de Fin de Grado (entre 6 y 30 créditos ECTS)
 - Otras actividades formativas (Seminarios, Trabajos dirigidos, etc.)
6. Esto se refleja en los créditos ECTS que recibe el alumno:
 - Cada plan de estudios distribuye los ECTS por las materias arriba especificadas, o sea se especifica la previsión de la carga de trabajo que le supone al alumno.
 - La carga total de trabajo del alumno es el número total de horas de trabajo que dedica a las tareas que se le encomiendan para el logro de los objetivos del plan de estudios.
 - Un crédito ECTS equivale a 25-30 horas de trabajo del alumno.
 - La atribución de créditos por curso académico establecida para un alumno a tiempo completo en la Universidad es de 60 ECTS, lo que equivale aproximadamente a unas 40 horas semanales de trabajo y a unas 1.400-1.600 horas por curso académico con la duración prevista (36-40 semanas).

¿Qué ventajas proporciona al estudiante?

Hay cuatro grandes ventajas fundamentales:

1. Reconocimiento en todo el EEES de la totalidad de ECTS cursados por el alumno. A esto se suman las ventajas obvias de movilidad, empleabilidad y facilidad para transmitir a la sociedad todo aquello que constituye la propia formación y la competencia profesional y académica.
2. Educación actualizada, basada en la adquisición de competencia profesional y académica, con mayores oportunidades de incorporarse antes al ejercicio profesional.
3. Una educación más amplia que contempla aspectos actitudinales y del propio desarrollo profesional, devolviendo así el concepto de educación superior a sus orígenes de formación integral.
4. Mayor flexibilidad en la propia confección del curriculum académico y profesional, de acuerdo con el perfil del alumno.

Resumiéndolo con adjetivos podemos decir que la enseñanza universitaria ahora es más:

- **Internacional**
- **Práctica**

- Amplia
- Flexible

2.2. ADAPTACIÓN DEL EEES EN LA UPNA

En este apartado se va explicar la estructuración de los nuevos Grados que están sustituyendo a las antiguas carreras relacionadas con la Ingeniería Industrial (Ingeniería Técnica Industrial, especialidad Mecánica (ITI-M), Ingeniería Técnica Industrial, especialidad Electricidad (ITI-E), e Ingeniería Industrial (II), con sus tres intensificaciones de Mecánica, Organización de Empresa y Automática y Electrónica Industrial.), y su relación con las asignaturas del Área de Mecánica de Fluidos.

2.2.1. GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

Este Grado recoge la especialización que antiguamente había en la Ingeniería Técnica Industrial Mecánica, actualizando sus contenidos acorde al actual contexto industrial. Su plan de estudios está estructurado en cuatro años, de modo que en el primer curso se adquieren las competencias de formación básica en ingeniería. Así, este curso es común tanto con el Grado de Ingeniería en Tecnologías Industriales como con el Grado en Ingeniería Eléctrica y Electrónica. A partir de este curso, el Grado se va especializando en Mecánica, con materias sobre temáticas de Ingeniería Térmica y de Fluidos, cálculo y diseño de máquinas y mecanismos, resistencia de materiales y estructuras, fabricación y materiales.

En cuarto curso el alumno podrá elegir asignaturas en dos módulos de optatividad, uno de ellos que profundiza en contenidos específicos mecánicos y el otro sobre la organización industrial, con la opción de realizar prácticas en empresas.

El grado concluye con el desarrollo y defensa de un trabajo fin de grado.

Con el presente Grado se adquieren las atribuciones profesionales reguladas para la profesión de Ingeniero Técnico Industrial, especialidad Mecánica.

El Grado en Ingeniería Mecánica consta de 240 ECTS de los cuales 12 están relacionados con el Área de Mecánica de Fluidos. Las asignaturas son “Ingeniería de Fluidos” de 6 ECTS impartida en el tercer semestre de la titulación, y “Máquinas y Sistemas Fluidomecánicos” también de 6 ECTS del quinto semestre.

A continuación se va a desglosar el temario de las dos asignaturas con su correspondiente guión de prácticas que lo complementa.

Así, en la asignatura de “Ingeniería de Fluidos” queda de la siguiente forma:

Prácticas	Temario
Práctica 1: Determinación del centro de presiones	Hidrostática. Fuerzas sobre paredes sumergidas.
Práctica 2: Determinación de la posición metacéntrica en un objeto flotante.	Flotación y estabilidad.
Práctica 3: Estudio y calibrado de un Venturi	Aplicación de las ecuaciones fundamentales de un flujo.
Práctica 4: Pérdidas primarias en tuberías.	Aplicación de las ecuaciones fundamentales de un flujo y resistencia de superficie en conducciones.

Práctica 5: Pérdida de carga en una válvula de mariposa.	Aplicación de las ecuaciones fundamentales de un flujo y resistencia de forma en tuberías.
Práctica 6: Pérdida de carga en una válvula de diafragma.	Aplicación de las ecuaciones fundamentales de un flujo y resistencia de forma en tuberías.
Práctica 7: Pérdida de carga en una válvula de mariposa.	Aplicación de las ecuaciones fundamentales de un flujo y resistencia de forma en tuberías.
Práctica 8: Pérdida de carga en un codo.	Aplicación de las ecuaciones fundamentales de un flujo y resistencia de forma en tuberías.
Práctica 9: Calibración de un manómetro	Medida de presiones.

Actualmente se realizan estas 9 prácticas, pero una parte muy importante de este PFC se ha basado en aumentar el número de guiones, siendo 2 nuevas prácticas las que se podrían añadir a las anteriores. Ambas dos tratan sobre el flujo compresible.

Práctica 10: Estrangulamiento en toberas.	Flujo compresible en toberas.
Práctica 11: Distribución de presiones en toberas.	Flujo compresible en toberas.

En la asignatura de “Máquinas y Sistemas Fluidomecánicos” del quinto semestre sería así:

Prácticas	Temario
Práctica 1: Desmontaje y montaje de una bomba centrífuga	Bomba centrífuga de una etapa, con cierre mecánico o con cierre de estopa. Dónde se producen los 3 caudales que contribuyen al rendimiento volumétrico.
Práctica 2: Curvas características de una bomba centrífuga	Curvas características de una bomba: H-Q, P-Q, η -Q y NPSH-Q.
Práctica 3: Leyes de semejanza en una bomba centrífuga	Aplicación de las leyes de semejanza en turbomáquinas.
Práctica 4: Cavitación en una bomba centrífuga	Altura de aspiración. Cavitación en bombas.
Práctica 5: Estudio experimental de una turbina Pelton	Turbinas de acción.
Práctica 6: Estudio experimental de una turbina Kaplan	Turbinas de reacción.
Práctica 7: Estudio experimental de una turbina Francis	Turbinas de reacción.
Práctica 8: Estudio experimental del golpe de Ariete	Transitorio hidráulico.

Éstas son las prácticas que actualmente se vienen realizando, pero, al igual que en el caso anterior, se han realizado 4 nuevos guiones:

Práctica 9: Estudio experimental de una turbina Banki	Turbinas de acción.
Práctica 10: Estudio experimental de una turbina Turgo	Turbinas de acción.
Práctica 11: Determinación del rendimiento de un Ariete Hidráulico	Bombeo por Ariete Hidráulico. Rendimiento.
Práctica 12: Análisis de los resultados del Ariete con osciloscopio	Bombeo por Ariete Hidráulico. Fórmula de Allievi, fórmula Joukowski. Velocidad frente de presiones.

2.2.2. GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES

Este Grado tiene un carácter generalista en el campo de la Ingeniería Industrial, pero a su vez cuenta con tres menciones mediante las cuales el alumno se especializa en Mecánica, Electricidad y Electrónica Industrial.

Su plan de estudios está estructurado en cuatro años, de modo que en el primer curso se adquieren las competencias de formación básica en ingeniería, siendo este curso común tanto con el Grado en Ingeniería Mecánica como con el grado en Ingeniería Eléctrica y Electrónica. A partir de este curso, el alumno se irá formando en las competencias correspondientes al módulo común industrial, con asignaturas de las tres especialidades y de ampliación de la formación básica. Posteriormente, a partir del semestre sexto, se podrá optar por una de las tres menciones: Mecánica, Electricidad o Electrónica Industrial.

En cuarto curso el alumno tendrá que elegir entre asignaturas con contenidos específicos de su mención, asignaturas de organización industrial, o realizar prácticas en empresas. El grado concluye con el desarrollo y defensa de un trabajo fin de grado.

Con el presente Grado y el Máster en Ingeniería Industrial se adquieren las atribuciones profesionales reguladas para la profesión de Ingeniero Industrial.

El Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales consta de 240 ECTS de los cuales 12 están relacionados con el Área de Mecánica de Fluidos. Las asignaturas son “Ingeniería de Fluidos” de 6 ECTS impartida en el tercer semestre, “Máquinas Fluidomecánicas” de 3 ECTS del séptimo semestre y “Máquinas Térmicas y de Fluidos” del octavo semestre de la titulación.

A continuación se va a desglosar el temario de las tres asignaturas con su correspondiente guión de prácticas que lo complementa.

La asignatura de “Ingeniería de Fluidos” es exactamente la misma que en el Grado en Ingeniería Mecánica, por lo que lo comentado anteriormente es también igual.

En la asignatura “Máquinas Fluidomecánicas” el desglose de prácticas sería el siguiente:

Prácticas	Temario
Práctica 1: Desmontaje y montaje de una bomba centrífuga	Bomba centrífuga de una etapa, con cierre mecánico o con cierre de estopa. Dónde se producen los 3 caudales que contribuyen al rendimiento volumétrico.
Práctica 2: Curvas características de una bomba centrífuga	Curvas características de una bomba: H-Q, P-Q, η -Q y NPSH-Q.
Práctica 3: Leyes de semejanza en una bomba centrífuga	Aplicación de las leyes de semejanza en turbomáquinas.
Práctica 4: Cavitación en una bomba centrífuga	Altura de aspiración. Cavitación en bombas.
Práctica 5: Estudio experimental de una turbina Kaplan	Turbinas de reacción.
Práctica 6: Estudio experimental de una turbina Francis	Turbinas de reacción.

Éstas son las prácticas que actualmente se vienen realizando. Se han añadido 2 nuevos guiones que las complementan:

Práctica 7: Estudio experimental de una turbina Banki	Turbinas de acción.
Práctica 8: Estudio experimental de una turbina Turgo	Turbinas de acción.

En la asignatura “Máquinas Térmicas y de Fluidos” del octavo semestre el programa de la asignatura se divide en dos grandes grupos: por una parte el estudio de las máquinas térmicas, en concreto los MCIA, y por otra parte las máquinas de fluidos. En la propia página de la universidad donde se describe la asignatura aparece las prácticas a realizar:

Prácticas	Temario
Práctica 1: Cavitación en turbobombas.	Altura de aspiración, cavitación en turbobombas.
Práctica 2: Comprobación de las leyes de semejanza en turbobombas.	Aplicación de las leyes de semejanza en turbobombas.
Práctica 3: Ensayo del inyector de una turbina Pelton.	Turbinas de acción.
Práctica 4: Curvas características de una turbina Pelton.	Turbinas de acción.
Práctica 5: Transitorios en una instalación de bombeo por parada de bomba.	Transitorio hidráulico. Golpe de Ariete por parada de bomba.
Práctica 6: Bombeo por Ariete Hidráulico.	Bombeo por Ariete Hidráulico. Rendimiento.

2.2.3. GRADO EN INGENIERÍA ELÉCTRICA Y ELECTRÓNICA

Este grado recoge la especialización que antiguamente había en la Ingeniería Técnica Industrial Eléctrica, e incorpora los nuevos contenidos de la Electrónica Industrial. Su plan de estudios está estructurado en cuatro años, de modo que en el primer curso se adquieren las competencias de formación básica en Ingeniería. Así, este curso es común tanto con el Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales como con el Grado en Ingeniería Mecánica. A partir de este curso, el Grado se va especializando en contenidos de electricidad y electrónica industrial.

En el cuarto curso el alumno podrá elegir asignaturas en dos módulos de optatividad, uno de ellos que profundiza en contenidos específicos eléctricos y electrónicos y el otro sobre la organización industrial, con la opción de realizar prácticas en empresas. El grado concluye con el desarrollo y defensa de un trabajo fin de grado.

Este Grado habilita para el ejercicio de las profesiones reguladas de Ingeniero Técnico Industrial, especialidades en Eléctrica y Electrónica, simultáneamente y por lo tanto otorga las atribuciones profesionales correspondientes a dichas profesiones, tal y como viene recogido en la orden ministerial [CIN/351/2009](#).

El Grado en Ingeniería Eléctrica y Electrónica consta de 240 ECTS de los cuales 6 están relacionados con el Área de Mecánica de Fluidos. La asignatura es “Termotecnia e Ingeniería de Fluidos” de 6 ECTS impartida en el tercer semestre de la titulación. Dicha asignatura se divide en dos grandes bloques: la termotecnia y la ingeniería de fluidos. De la parte correspondiente a la Mecánica de Fluidos no se realiza ninguna práctica,



aunque sería interesante la realización de algunas de las ya propuestas en la asignatura de Ingeniería de Fluidos.

3. INTRODUCCIÓN

Como el presente proyecto ha sido llevado a cabo en las instalaciones, laboratorios y equipos de la UPNA, se ha considerado hacer una mención especial de estos tres apartados.

3.1. HISTORIA DE LA UPNA

La Universidad Pública de Navarra es una institución joven, con dos décadas a sus espaldas, si bien aglutina y continúa las enseñanzas universitarias que se venían impartiendo en Navarra desde la iniciativa pública, algunas de ellas desde mediados del siglo XIX. En este corto pero intenso periodo, la Universidad ha creado espacios en Pamplona y Tudela dotados para la enseñanza y la investigación e integrados por un sólido colectivo docente y de administración, dando formación a los cerca de 9000 estudiantes que acuden diariamente a la Universidad.

En 1987 el Parlamento de Navarra aprobó la creación de la Universidad Pública de Navarra y asumió el compromiso de su financiación con el objetivo de que la nueva universidad ampliara la oferta de titulaciones existentes y de que reuniera las enseñanzas universitarias impartidas en centros públicos que, hasta este momento, actuaban sin la coordinación suficiente. La Universidad se enclava en el flanco sur de la capital navarra, en el término de Arrosadía.

El campus de Arrosadía ofrece, a primera vista, el predominio de la recta en las construcciones y en las perspectivas. Es obra de Francisco Javier Sáenz de Oiza (Cáteda, Navarra, 1918-Madrid, 2000), arquitecto genial, teórico y práctico, que supo tejer sobre un espacio de algo más de 25000 metros cuadrados un sistema de edificios en los que se propicia el trabajo, el estudio y la relación entre los miembros de la comunidad universitaria. Esta relación se propicia en el espacioso paseo que recorre longitudinalmente el campus. Así lo quiso subrayar el arquitecto, que reprodujo en Arrosadía las dimensiones del de Sarasate, en el corazón de la capital navarra. Además, las 89 especies y variedades arbóreas distintas y la docena de especies arbustivas relevantes de los cinco continentes que envuelven armónicamente los edificios, convierten al lugar en un privilegiado espacio verde, apto para el paseo y el descanso, pero también para satisfacer la curiosidad naturalística.

En lo que se refiere a las edificaciones, la construcción más antigua del Campus de Arrosadía y anterior a la Universidad es El Sario. Situado al Sur del Campus cuenta, entre otras dependencias, con el Aula "0", con capacidad para 600 personas, en la que se celebran actos académicos, congresos y otras reuniones científicas. Además alberga el Centro Superior de Idiomas, la Fundación Universidad-Sociedad, el Servicio Religioso, la Escuela de Práctica Jurídica "Estanislao Aranzadi", la Unidad Técnica de Evaluación, el Centro Superior de Innovación Educativa y el Servicio de Apoyo a la Investigación.

En 1989 comienza la construcción del Aulario y se inicia la actividad docente con 500 alumnos en el edificio de El Sario. El Aulario es la edificación más próxima a la ciudad y dispone del mayor aparcamiento, para facilitar al alumnado y profesorado el acceso directo a sus aulas. Considerado como pórtico del conjunto del campus, el Aulario tiene una superficie de 26.916 metros cuadrados, distribuidos en cuatro plantas

y dispone de 126 aulas en las que se imparten las clases teóricas. Las aulas se han concebido como el lugar para el primer contacto con la vida universitaria, el espacio donde los estudiantes pasan los primeros años de estudios comunes para después iniciar los cursos de especialización que tendrán su sede en los edificios de los departamentos.

Un año después de la construcción del Aulario se termina la Biblioteca, una gran construcción de 9000 m² y planta rectangular orientada de norte a sur y cubierta con una espectacular bóveda de cañón de veinte metros de diámetro que se configura como el centro de la Universidad, el punto de referencia en torno al cual se articula el campus. La Biblioteca es el centro del saber, el depósito de la ciencia. Recoge los conocimientos de las distintas disciplinas universitarias y al mismo tiempo los distribuye. Por este motivo, los edificios de los departamentos se sitúan a ambos lados. Es un símbolo y una realidad. Todos se nutren de la Biblioteca y al mismo tiempo todos la alimentan con su actividad docente e investigadora.

También en 1990 se terminan de construir los edificios de departamentos, cuyos nombres proceden de la especie vegetal que crece en la fachada de cada uno de ellos. Son los siguientes:

- Edificio de los Acebos: alberga los departamentos de Geografía e Historia, de Física y de Química Aplicada.

- Edificio de los Madroños: alberga los departamentos y centros de Gestión de Empresas, de Economía y la Facultad de Ciencias Económicas y Empresariales.

- Edificio de los Magnolios: alberga los departamentos y centros de Filología y Didáctica de la Lengua, de Estadística e Investigación Operativa, de Psicología y Pedagogía, de Sociología y la Facultad de Ciencias Humanas y Sociales.

- Edificio de las Encinas (2003): alberga los departamentos de Derecho Público, de Derecho Privado, de Matemáticas, de Ingeniería Matemática e Informática, de Trabajo Social, e incluye la sala Ada Byron.

- Edificio de los Tejos: alberga los departamentos de Ingeniería Eléctrica y Electrónica, de Estadística e Investigación Operativa, de Proyectos e Ingeniería Rural (Áreas de Expresión Gráfica de la Ingeniería y de Proyectos de Ingeniería) y la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales y de Telecomunicación.

- Edificio de los Pinos: alberga los departamentos y centros de Ingeniería Mecánica, Energética y de Materiales, de Ingeniería Eléctrica y Electrónica y de Automática y Computación.

- Edificio de los Olivos: alberga los departamentos y centros de Tecnología de Alimentos, de Ciencias del Medio Natural, de Producción Agraria, de Proyectos e Ingeniería Rural (Áreas de Ingeniería Agroforestal y de Ingeniería Hidráulica) y la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Agrónomos.

En 1993 el primer rector es elegido por el Claustro y en 1995 se aprueban los primeros Estatutos de la Universidad. Entre 1994 y 1996 el número de alumnos matriculados pasa de 6700 a 10000 y se termina de construir el nuevo edificio de Administración y Gestión (edificio de las Sóforas). Diseñado por el arquitecto Luis

Felipe Gaztelu, el edificio se encuentra al final del campus, junto al Rectorado, y tiene una superficie de 3.600 metros cuadrados, que se distribuyen en tres plantas. Congrega al personal no docente, el que se dedica a la administración y gestión de la Universidad, al tiempo que es sede del Consejo Social de la Universidad.

En noviembre de 1996 entra en funcionamiento la Finca de Prácticas y de Investigación Agrícola, situada en la parte posterior del edificio de El Sario y utilizada como espacio de prácticas y de investigación. Ocupa algo más de 200.000 metros cuadrados y sus instalaciones incluyen invernaderos, cámaras frías, laboratorios, almacén de maquinaria, oficinas y vestuarios. El equivalente para los estudiantes de Ingeniería Industrial y sus especializaciones es el edificio de Talleres y Laboratorios, en el cual prácticamente se ha gestado el presente proyecto. Se encuentra en el extremo oriental del campus, junto a la carretera de Tajonar y tiene una superficie de 4.800 metros cuadrados.

En 1998 se inauguran la cafetería y los comedores, ambos proyectados por Javier Torrens y Virginia Turrillas. La cafetería se encuentra junto al Aulario, en la zona Oeste. Tiene una sola planta, con 670 metros cuadrados de superficie y una terraza al aire libre, de 300 metros cuadrados, orientada al Sur. Los comedores están situados en la zona suroeste del Campus, contigua al edificio de los Magnolios. Se trata de una construcción de una sola planta, con una superficie construida de 1.490 metros cuadrados y capacidad para 500 personas.

En el año 2000 se finaliza el Pabellón Universitario de Navarra, el más grande de la Comunidad Foral con capacidad para 3000 espectadores. Cuenta con pistas de fútbol sala, baloncesto y voleibol, piscina cubierta, salas multiusos, sala de musculación y frontón cubierto. Al Pabellón Universitario se le unen otras instalaciones deportivas que incluyen pista polideportiva descubierta, cuatro pistas de tenis, tres campos de fútbol, campo de rugby de hierba natural y cancha de prácticas de golf y putting-green.

En 2003 se construye el nuevo edificio departamental de las Encinas y se produce la ampliación del Instituto de agrobiotecnología que había sido construido en julio de 1999 y que supone un centro de referencia en los ámbitos de la agroproductividad y la agrosanidad.

Un año más tarde el Príncipe de Asturias inaugura el CITEAN (Centro de Innovación Tecnológica de Automoción de Navarra), en el que participa la Universidad y que ofrece soluciones globales, desde el diseño conceptual a la simulación virtual y la verificación y validación en laboratorio de ensayos.

Entre 2006 y 2008 se inaugura la Residencia Universitaria Los Abedules, se termina la construcción del Campus de Tudela y se inician las actividades académicas en dicho campus. En 2010 se renueva la oferta académica mediante la implantación de todas las titulaciones de Grado adaptadas al Espacio Europeo de Educación Superior. Se trata de un proyecto internacional iniciado en 1999 con la Declaración de Bolonia, organizado conforme a ciertos principios (calidad, movilidad, diversidad, competitividad) y orientado hacia la consecución entre otros de dos objetivos estratégicos: el incremento del empleo en la Unión Europea y la conversión del sistema Europeo de Formación Superior en un polo de atracción para estudiantes y profesores de otras partes del mundo.

3.2. LABORATORIOS DEL ÁREA DE MECÁNICA DE FLUIDOS

3.2.1. Laboratorio de Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas

Este laboratorio está situado en el edificio de Talleres de la Universidad Pública de Navarra. Es el que tiene mayores dimensiones de los tres laboratorios de los que se dispone en el área de mecánica de fluidos. Cuenta con tres zonas: una zona docente junto a la entrada con mesas, sillas y una pizarra, para explicar los fundamentos teóricos de las prácticas; una sala reservada para el técnico del laboratorio; y por último, el resto del laboratorio, que está dedicado a los equipos con los que se realizarán las prácticas.



De hecho, este laboratorio tiene el mayor número de equipos, entre los que se encuentran dos turbinas Pelton, dos Francis, dos Kaplan, una Turgo y una Banki, dieciséis bombas centrífugas, de las cuales ocho están operativas y otras ocho se emplean en la práctica de montaje y desmontaje, 2 bancos de ensayos del golpe de ariete, varias muestras de equipos en exposición, etc.

3.2.2. Laboratorio de Mecánica de Fluidos

Se encuentra situado en el Edificio departamental de los Pinos de la Universidad Pública de Navarra, junto a la puerta este. Es el segundo en tamaño y dispone de dos áreas: una zona con mesas y una pizarra donde poder ver la teoría de las prácticas, y el resto, donde se encuentran los equipos y mesas de laboratorio.



En este laboratorio se encuentran los equipos de flujo compresible, una balanza hidráulica de pesas muertas para la calibración de manómetros, una balanza de precisión, un panel de tuberías, etc.

3.3. EQUIPOS UTILIZADOS EN LA REALIZACIÓN DE LOS GUIONES

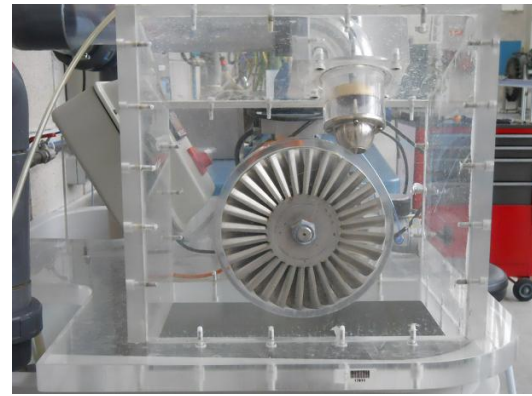
1. Bomba centrífuga

Se trata de una bomba centrífuga de una etapa, de eje horizontal, con impulsión radial y aspiración axial. El motor está separado y acoplado a la bomba. Su velocidad nominal es 1450 y 1000 rpm.



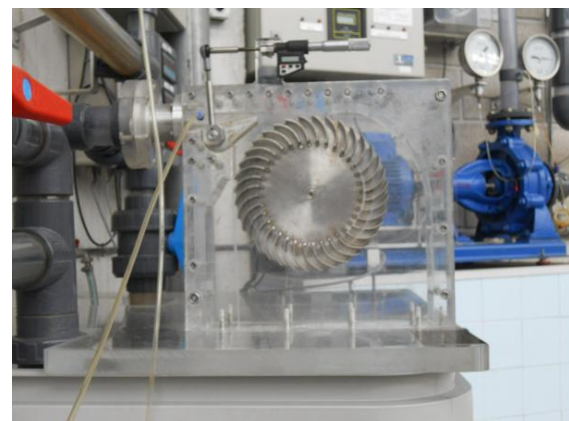
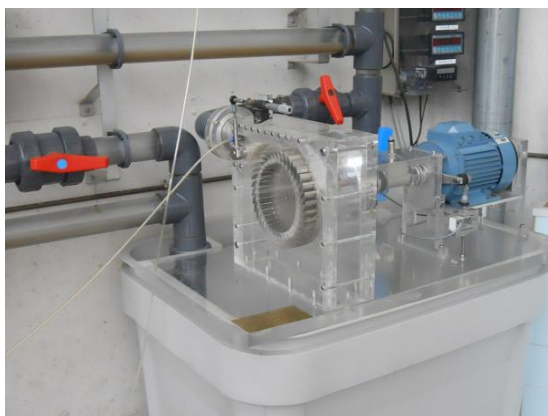
En éste tipo de bombas, el flujo pasa por el rodete, donde gana energía tanto de presión como de velocidad y descarga en la cámara espiral, llamada también voluta o caracol, saliendo de ésta por la tubería de impulsión. Todo este proceso permite elevar el fluido una determinada altura, en nuestro caso $H_{\text{máx}} \approx 22$ m.

2. Turbina Turgo



La turbina Turgo es una turbina de acción, es decir, la energía potencial que posee el flujo de agua al entrar en la turbina se transforma en energía cinética y de presión íntegramente en el inyector. En consecuencia, el rodete sólo recibe energía cinética y la presión del flujo a la entrada y a la salida del mismo no cambia.

3. Turbina Banki



La turbina Banki es una turbina de libre desviación, de admisión radial y parcial. Debido a su número específico de revoluciones cuenta entre las turbinas de régimen lento. El distribuidor imprime al chorro de agua una sección rectangular, y éste circula por la corona de paletas del rodete en forma de cilindro, primero desde fuera hacia dentro y, a continuación, después de haber pasado por el interior del rodete, desde dentro hacia fuera.

4. Cuadro de tuberías

El cuadro de tuberías es la instalación más importante que se dispone en los laboratorios, ya que en él se realizan la mayor parte de las prácticas. Cuenta con cinco tuberías paralelas, una de aspiración que recoge el agua de un tanque y cuatro de impulsión, dos de las cuales tienen diámetros diferentes. En este equipo se tienen varios elementos para la realización de diferentes prácticas: un codo a 90° con tomas de presión, una válvula de diafragma, una válvula de mariposa, dos válvulas de bola, una válvula de pie, un Venturi, un caudalímetro, un manómetro, un vacuómetro, y varias tomas donde colocar los manómetros diferenciales.



5. Caudalímetro electromagnético



Es el dispositivo que se emplea para la medición del caudal que fluye por una conducción. Está basado en la ley de Faraday. Cuando el agua atraviesa de forma perpendicular el campo magnético del caudalímetro, se induce una tensión al medio que es proporcional a la velocidad del flujo media, y que es captada por dos electrodos. Entre sus ventajas está que es un sistema sin partes móviles, no ocasiona ninguna

restricción en la circulación y por lo tanto la pérdida de carga es irrelevante, y es posible su empleo con fluidos corrosivos o con sólidos en suspensión.

6. Manómetro diferencial

El manómetro diferencial mide la diferencia de presiones entre dos puntos. En el caso de que uno de los puntos esté a presión atmosférica, se medirán presiones relativas. El manómetro diferencial consiste en dos cámaras separadas por una membrana. El desplazamiento de esta membrana debido a la diferencia de presiones entre las dos cámaras será reflejado en el display en forma de presión.



7. Célula de carga/Tacómetro MIGHTY-1C



La célula de carga es un dispositivo que se emplea para medir fuerzas y/o momentos de fuerzas. En nuestro caso, para medir el par o momento de fuerzas que transmite el eje de la turbina o de la bomba, se coloca el motor eléctrico coaxial a la bomba o la turbina sobre un columpio cuyo eje de oscilación coincide con el eje del motor.

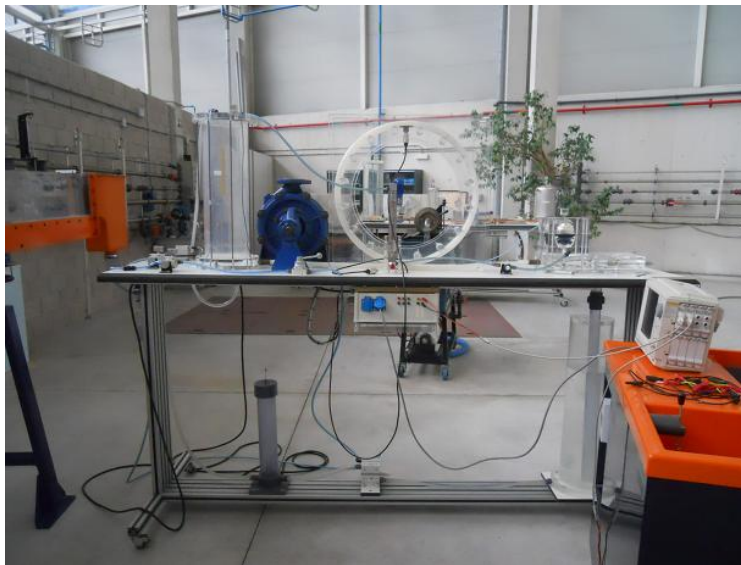
El par que la bomba o la turbina ejerce sobre el motor es exactamente igual al que hay que hacer sobre el columpio para que éste no cambie en su posición angular, y este par se obtiene midiendo una fuerza y

multiplicándola por su distancia al eje. La fuerza la medimos con la célula de carga, y como la distancia de la línea de acción de la fuerza al eje es una constante, en el indicador aparece el producto de fuerza por distancia, es decir, el par o momento de fuerzas.

Un tacómetro es un dispositivo que se utiliza para medir la velocidad de rotación de un eje. En nuestro caso el tacómetro es de tipo inductivo y consiste en una rueda dentada solidaria al eje, y un sensor que detecta el paso de cada diente. Con el número de dientes de la rueda dentada y el número de dientes detectados en un tiempo determinado, el tacómetro nos indica de forma directa el régimen de giro en rpm.



8. Ariete Hidráulico



Con este Ariete Hidráulico podemos bombear agua hasta una altura de varios órdenes mayor a la de partida obteniendo unos rendimientos de hasta el 70%. Funciona aprovechando la energía hidráulica sin requerir ninguna otra energía externa.

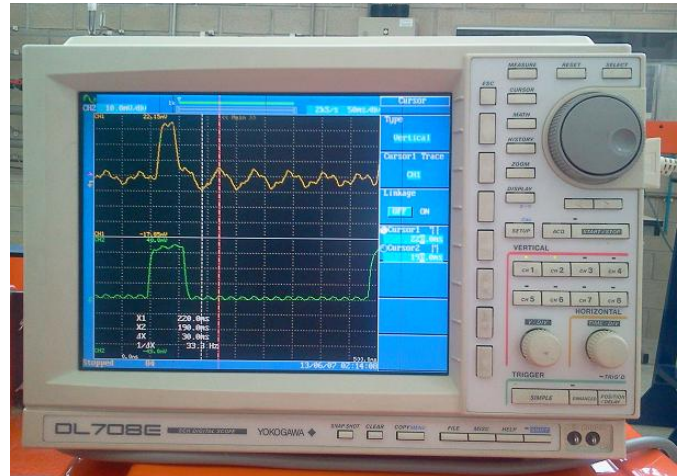
Además, con la ayuda de un osciloscopio podemos ver las sobrepresiones que se

producen al producirse el golpe de ariete, y también, poder calcular la velocidad del frente de presiones.

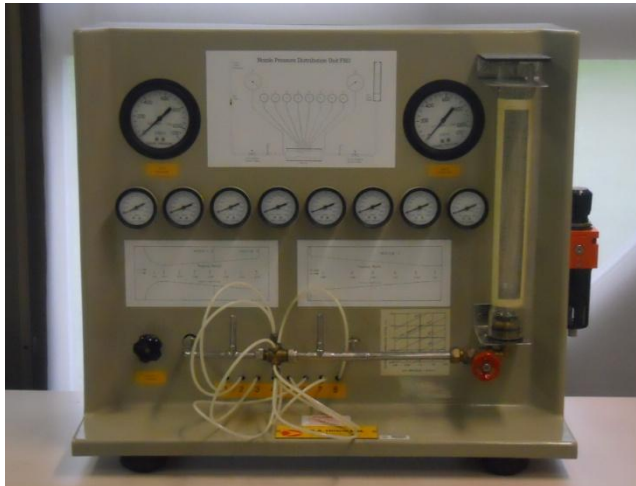
9. Osciloscopio Yokogawa DL 708E

Un osciloscopio es un instrumento de medición electrónico para la representación de señales eléctricas que pueden variar en el tiempo. Presenta los valores de las señales eléctricas en forma de coordenadas en una pantalla, en la que normalmente el eje X (horizontal) representa tiempos y el eje Y (vertical) representa tensiones.

Con el osciloscopio hemos podido analizar las señales de los dos sensores de presión que hay colocados en la tubería de alimentación del Ariete.



10. Unidad HILTON tobera de distribución de presión



Esta unidad ha sido diseñada para estudiar los fenómenos asociados al flujo compresible en toberas: la distribución de presiones y el caudal másico.

El equipo cuenta con dos toberas convergente-divergente, una convergente, una válvula de aguja y otra de compuerta, un regulador de presión, diez manómetros y un flujómetro.

11. Unidad HILTON de comprobación del funcionamiento de toberas

La unidad de comprobación de funcionamiento de toberas ha sido diseñada para estudiar el funcionamiento de una tobera: como productor de energía cinética y como productor de empuje.

El equipo cuenta con una tobera convergente y cuatro convergente-divergente, una cámara de acero inoxidable en forma de T, dos manómetros, un medidor de caudal, un voladizo y cabeza de impacto, juego de pesas de calibración, una batería, válvulas y un regulador de presión.



12. Barómetro



El barómetro es el instrumento empleado para medir la presión atmosférica. Consiste en un tubo cerrado por el extremo superior, y con el extremo inferior abierto y sumergido en un recipiente lleno de mercurio. La parte inferior de este tubo también contiene mercurio, mientras que la parte superior queda en vacío. Al estar la superficie superior del mercurio a presión nula, la presión atmosférica fuerza a la columna de mercurio a elevarse hasta una cierta altura. Esta altura, nos dará la presión atmosférica en mm Hg.

La transformación al Sistema Internacional se realiza de la siguiente manera:

$$760\text{mm Hg}=1 \text{ atmósfera normalizada}=101325\text{Pa}$$

4. METODOLOGÍA DOCENTE DE LOS GUIONES

Los guiones de prácticas han sido desarrollados para ser una herramienta más en la formación académica de los alumnos. Son el puente que enlaza el conocimiento teórico con el práctico. Por ello, deben ser claros y sencillos de comprender por parte del alumnado, manteniendo el rigor teórico, matemático y lingüístico propio de la ingeniería. Para conseguir estos objetivos, los guiones de prácticas tienen una estructura común que sigue un orden lógico. El orden de los apartados que se explican a continuación no es estrictamente el mismo en todas las prácticas, ya que se han adaptado a las características de cada una y a la maquetación que mejor organizase el espacio.

En primer lugar se enumeran los objetivos que se persiguen con la realización de la práctica. De esta forma se da un primer esbozo del desarrollo de la misma y se establece el objetivo a conseguir, de modo que a la hora de seguir los diferentes pasos se tenga claro hacia dónde están encaminados, otorgando coherencia al conjunto.

En segundo lugar se encuentran los fundamentos teóricos. Son los conocimientos necesarios para entender y realizar correctamente la práctica. En principio, esta teoría ya se habrá visto en clase, pero no está de más recordarla. Además, se incluyen numerosas figuras y esquemas de los equipos del laboratorio que ayudan a agilizar el estudio, evitando al alumno tener que buscar la información referida a la práctica en el libro o los apuntes, mejorando así la organización del material de estudio.

A continuación se muestra un esquema del montaje experimental. En él se muestran los componentes del equipo, sus dimensiones, y cómo debe ser montado o preparado para proceder a la realización de la práctica. En la práctica del Ariete Hidráulico, se ha incluido un anexo de cómo utilizar el osciloscopio.

Seguidamente se aporta el desarrollo analítico necesario para realizar los cálculos y obtener los resultados pedidos. Se parte de ecuaciones generales y se desarrollan paso a paso hasta obtener la ecuación final, en la que basta con introducir los valores obtenidos experimentalmente para encontrar el valor de la variable pedida. De este modo el alumno ve el proceso seguido y comprende el porqué de la expresión final.

Para la toma de datos, se ha ajustado el número de datos exigidos al alumno para que el resultado de la práctica sea correcto y la duración de la misma sea adecuada (entre una y dos horas).

Finalmente se describe el trabajo a realizar. En este último apartado se detalla el trabajo que debe hacer el alumno tanto en el laboratorio como en casa, y que posteriormente, deberá entregar para que pueda ser evaluado. En general consiste en rellenar las tablas de datos con los valores medidos experimentalmente. A continuación se determinarán los datos exigidos a partir de los primeros, siendo éstos últimos graficados para que a continuación se incluya una valoración de la práctica con los comentarios y conclusiones debidas. En la mayor parte de las prácticas se incluyen ejemplos de las gráficas a realizar por los alumnos para dar una idea general del resultado que se debe obtener. En algunas prácticas se pedirá además el cálculo de



algunas variables importantes características del equipo utilizado y que servirán para un análisis del mismo más detallado.

5. GUIONES DE PRÁCTICAS

Se presentan los guiones de prácticas desarrollados en este Proyecto Final de Carrera.

De cada práctica existen dos guiones: uno diseñado tal y como les será entregado a los alumnos, y otro con los resultados gráficos y analíticos para el profesorado.

Índice de los guiones:

1. Distribución de presiones en toberas.
2. Estudio experimental de una turbina Turgo.
3. Análisis de los resultados obtenidos en el Ariete Hidráulico con el osciloscopio.

PRÁCTICA 1

Distribución de presiones en toberas



Práctica 1: DISTRIBUCIÓN DE PRESIONES EN TOBERAS

OBJETIVO

-Determinar la distribución de presiones en conductos de sección variable manteniendo fija la presión de ingreso y variando la contrapresión.

-Comparar los resultados obtenidos experimentalmente con los calculados mediante la teoría isoentrópica.

FUNDAMENTO TEÓRICO

Velocidad del sonido y número de Mach

La velocidad del sonido es la velocidad con que se propaga una onda de presión a través de un fluido. Considerando el pulso de presión Δp de la **Figura 1** que se mueve hacia la izquierda con velocidad c en un fluido originalmente en reposo. Aguas arriba del pulso de presión las condiciones del fluido quedan alteradas.

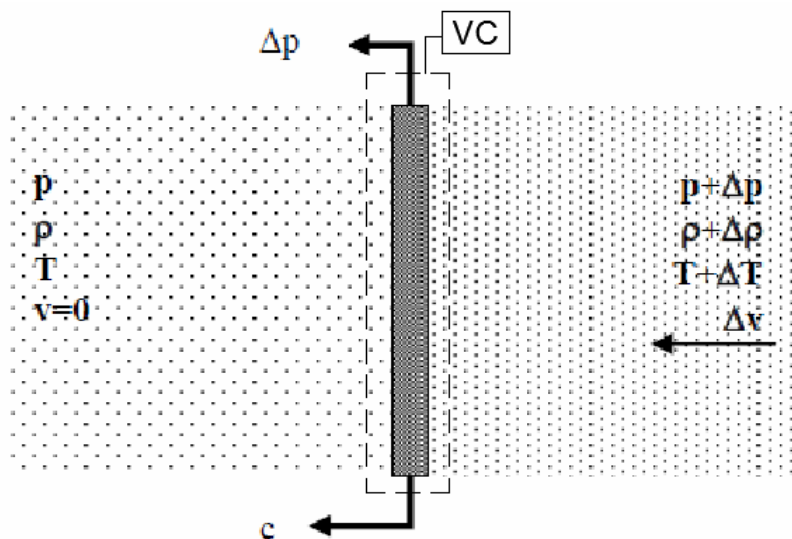


Figura 1: Pulso de presión en un fluido en reposo

Considerando un volumen de control entorno al pulso de presión **Figura 1**, se puede obtener una expresión de la velocidad de la perturbación. En situación estacionaria, el principio de conservación de la masa para el volumen de control se reduce a:

$$\rho \cdot A \cdot c = (\rho + \Delta \rho) \cdot A \cdot (c - \Delta V)$$

Desarrollando se tiene,

$$0 = c \cdot \Delta \rho - \rho \cdot \Delta V - \Delta \rho \cdot \Delta V \quad (1)$$

La perturbación es suficientemente débil de modo que el tercer término del segundo miembro de la Ec. 1 se puede ignorar, quedando

$$\Delta V = \left(\frac{c}{\rho}\right) \Delta \rho \quad (2)$$

Ahora, si se aplica la ecuación de la cantidad de movimiento al volumen de control considerado.

$$p \cdot A - (p + \Delta p)A = \dot{m}(c - \Delta V) - \dot{m} \cdot c$$

Desarrollando se obtiene:

$$\Delta p = \rho \cdot c \cdot \Delta V \quad (3)$$

Combinando las Ecs. 2 y 3 y despejando c

$$c = \sqrt{\frac{\Delta p}{\Delta \rho}} \quad (4)$$

Para ondas sonoras, las variaciones de presión, densidad y temperatura al paso de la onda son muy pequeñas. Así, tomando variaciones infinitesimales, la relación $\Delta p / \Delta \rho$ en la Ec. 4 se puede interpretar como la derivada de la presión con respecto a la densidad al paso de la onda. Además, la experiencia indica que la relación entre la presión y la densidad al paso de una onda sonora es casi *isoentrópica*. La expresión para la *velocidad del sonido* será, entonces

$$c = \sqrt{\left(\frac{\partial p}{\partial \rho}\right)_s} \quad (5)$$

Para el caso particular de un Gas Ideal, la expresión que relaciona la presión y la densidad para entropía constante es:

$$p \cdot v^\gamma = \frac{p}{\rho^\gamma} = cte \quad (6)$$

Siendo γ el coeficiente isoentrópico del gas:

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} \quad (7)$$

Para Gas Ideal, se puede expresar los calores específicos a presión y a volumen constante en función del coeficiente isoentrópico y de la constante específica del gas gracias a la Ec. 7 y la ley de Mayer ($R = c_p - c_v$). Así, el calor específico a presión y a volumen constante es, respectivamente:

$$c_p = \frac{\gamma \cdot R}{\gamma - 1} \quad (8)$$

$$c_v = \frac{R}{\gamma - 1} \quad (9)$$

Si se diferencia la Ec. 6 queda:

$$dp \cdot \frac{1}{\rho^\gamma} + p \cdot \frac{-\gamma}{\rho^{\gamma+1}} \cdot d\rho = 0$$

$$\frac{dp}{d\rho} = \gamma \cdot \frac{p}{\rho} \quad (10)$$

Sustituyendo en la Ec. 5 y teniendo en cuenta la Ecuación Térmica de Estado del Gas Ideal se tiene:

$$c = \sqrt{\gamma \cdot \frac{p}{\rho}} = \sqrt{\gamma \cdot R \cdot T} \quad (11)$$

Se define el *número de Mach* como el cociente de la velocidad local V, entre la velocidad local del sonido en el medio, c.

$$M = \frac{V}{c} \quad (12)$$

El cuadrado del número de Mach se interpreta como la relación entre la energía cinética y la energía térmica del fluido, ya que:

$$M^2 = \frac{V^2}{c^2} \quad (13)$$

V^2 es proporcional a la energía cinética $(1/2) \cdot m \cdot V^2$

c^2 es proporcional a la energía térmica, ya que en el caso de Gas Ideal $c^2 = \gamma \cdot R \cdot T$.

Clasificación del tipo de flujo en función del número de Mach:

-Flujo incompresible	$M < 0,3$
-Flujo subsónico	$0,3 < M < 0,8$
-Flujo transónico	$0,8 < M < 1,2$
-Flujo supersónico	$1,2 < M < 3,0$
-Flujo hipersónico	$3,0 < M$

Flujo unidimensional estacionario en toberas y difusores.

Considérese un flujo unidimensional por un conducto de sección variable $A=A(x)$. En una determinada sección, el fluido va a una velocidad media “V”, con una presión absoluta “p”, una temperatura absoluta “T” y una densidad “ ρ ”. El flujo es adiabático y sin efectos disipativos, es decir isoentrópico.

Ecuaciones termodinámicas:

1. Ec. Térmica de Estado: $p=p(\rho,T)$, para GI se tiene:

$$p = \rho \cdot R \cdot T \quad (14)$$

2. Ec. Entálpica de Estado: $h=h(p,T)$, para GI con calor específico (c_p) cte:

$$h = c_p \cdot T \quad (15)$$

3. Ec. Entrópica de Estado: $s=s(p,T)$, para GI con calor específico (c_p) cte:

$$s = s_0 + c_p \cdot \ln \frac{T}{T_0} - R \cdot \ln \frac{p}{p_0} \quad (16)$$

4. Ec. Energía: Primer Principio de la Termodinámica:

$$\delta q - \delta \omega = d \left(h + \frac{V^2}{2} + g \cdot z \right) \quad (17)$$

Para un proceso adiabático sin disipación ni trabajo y despreciando la energía potencial (usual en gases), se tiene:

$$h + \frac{V^2}{2} = h_0 = cte \quad (18)$$

En donde “ h_0 ” es la máxima entalpía que puede adquirir el fluido cuando se le lleva al reposo isoentrópico. En la **Figura 2** está representado el *estado de remanso o de estancamiento* en un diagrama h-s. El estado de remanso es el estado de referencia que se suele tomar en flujo compresible. En este estado las variables se designan: p_0 , T_0 , ρ_0 , etcétera.

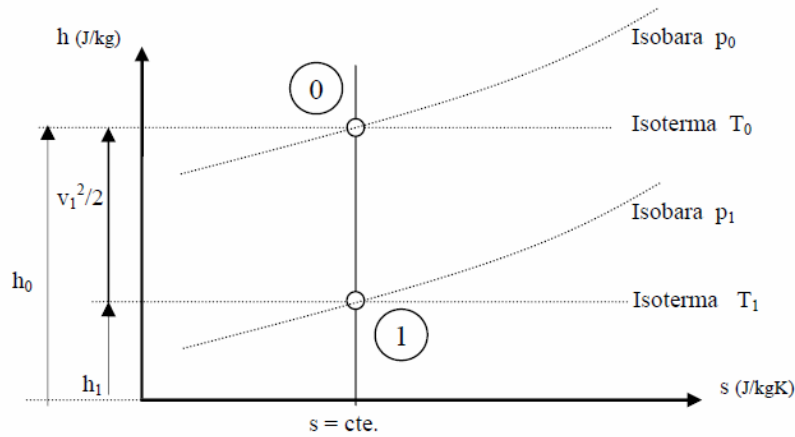


Figura 2: Diagrama h-s

5. Ec. Sónica: En el caso de GI:

$$c = \sqrt{\gamma \cdot R \cdot T} \quad (19)$$

Con las ecuaciones 14, 15, 16, 18 y 19 se puede expresar las variables p, ρ y T en cualquier sección en función de las variables de estado en el punto de remanso y del número de Mach en dicha sección:

$$\frac{T}{T_0} = \frac{1}{1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2} \quad (20)$$

$$\frac{p}{p_0} = \left(\frac{1}{1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (21)$$

$$\frac{\rho}{\rho_0} = \left(\frac{1}{1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2} \right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \quad (22)$$

Aparte del estado de remanso como estado de referencia; es muy interesante determinar las características del denominado *estado crítico*, en donde la velocidad del fluido es la sónica, es decir su número de Mach es 1. En este estado las variables se denotan mediante asteriscos: p^* , T^* , ρ^* , etcétera.

Las siguientes ecuaciones relacionan las condiciones sónicas, suponiendo $M=1$ en ella, con las condiciones de estancamiento:

$$\frac{p^*}{p_0} = \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (23)$$

$$\frac{T^*}{T_0} = \frac{2}{\gamma+1} \quad (24)$$

$$\frac{\rho^*}{\rho_0} = \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{1}{\gamma - 1}} \quad (25)$$

Siendo sobre todo de gran importancia, la relación de áreas, entre una sección genérica de área A y la sección en condiciones críticas de área A*:

$$\frac{A}{A^*} = \frac{1}{M} \left(\frac{1 + \frac{1}{2}(\gamma - 1)M^2}{\frac{1}{2}(\gamma + 1)} \right)^{\frac{\gamma + 1}{2(\gamma - 1)}} \quad (26)$$

Ecuaciones mecánicas:

1. Ec. Continuidad: Flujo estacionario unidimensional

$$\dot{m} = \rho \cdot V \cdot A = cte \rightarrow \frac{d\rho}{\rho} + \frac{dV}{V} + \frac{dA}{A} = 0 \quad (27)$$

2. Ec. Movimiento: Flujo isoentrópico estacionario unidimensional en tubo de corriente

$$\frac{dp}{\rho} + VdV = 0 \quad (28)$$

3. Ec. Sónica: Flujo isoentrópico

$$dp = c^2 \cdot d\rho \quad (29)$$

Con las ecuaciones 27,28 y 29 se puede expresar V, p y A en función del número de Mach:

$$\frac{dV}{V} = -\frac{dp}{\rho V^2} = \frac{dA}{A} \frac{1}{M^2 - 1} \quad (30)$$

En la Ec. 30 se puede observar que las variaciones de las propiedades cambian de signo al pasar de flujo subsónico ($M < 1$) a supersónico ($M > 1$) debido al término $M^2 - 1$. Así, podemos encontrarnos 4 combinaciones de variaciones de área y número de Mach, que se resumen en la **Figura 3**.

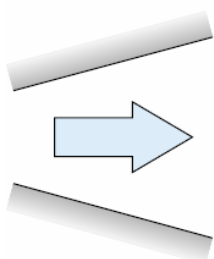
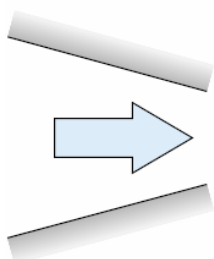
Duct geometry	Subsonic $Ma < 1$	Supersonic $Ma > 1$
	$dA > 0$ $dV < 0$ $dp > 0$ Subsonic diffuser	$dV > 0$ $dp < 0$ Supersonic nozzle
	$dA < 0$ $dV > 0$ $dp < 0$ Subsonic nozzle	$dV < 0$ $dp > 0$ Supersonic diffuser

Figura 3: Efecto del número de Mach sobre las variaciones de las propiedades del flujo cuando cambia el área del conducto.

Según lo visto en la **Figura 3** se define tobera y difusor de la siguiente manera:

Se denomina *tobera* al elemento cuya función es transformar la entalpía de un fluido en energía cinética de un modo eficiente. Por lo tanto, para un flujo subsónico la tobera será convergente y para un flujo supersónico tobera será divergente.

Se denomina *difusor* al elemento cuya función es transformar la energía cinética de un fluido en entalpía o presión. Para un flujo subsónico el difusor será divergente y para un flujo supersónico convergente.

La Ec. 30, cuando nos encontramos en condiciones sónicas $M=1$, indica que dV sólo puede ser finito si $dA=0$, esto es, un mínimo de área (garganta) o un máximo (vientre), **Figura 4**.

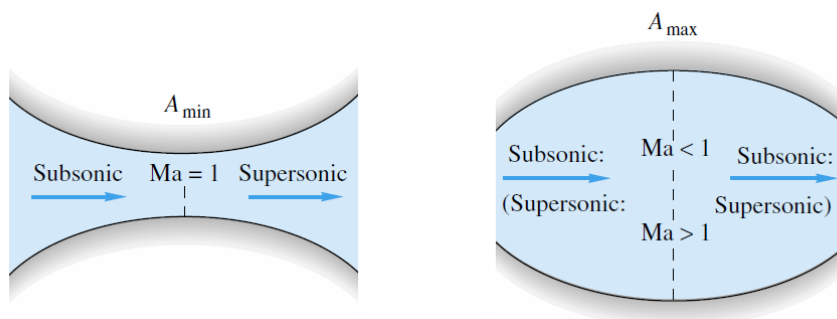


Figura 4: Flujo a través de una garganta y un vientre

La garganta o sección convergente-divergente puede acelerar suavemente un flujo subsónico hasta hacerlo supersónico, como en la **Figura 4**. Esta es la única forma de conseguir un flujo supersónico a partir de la expansión de un gas contenido en un

depósito. La sección en vientre no puede ya que el número de Mach se aleja de la condición sónica en lugar de acercarse a ella.

Si se alcanza la condición $M=1$ en la garganta, cualquier disminución posterior de la presión a la salida de la tobera no afectará al flujo en la sección convergente, en particular el flujo másico no se verá afectado. Bajo estas condiciones se dice que el flujo se encuentra *estrangulado*.

Ondas de choque normales

Una onda de choque es una onda de presión o acústica de intensidad finita, es decir, las variaciones en las propiedades del flujo se manifiestan en un entorno muy cercano al frente de onda.

En un flujo unidimensional, el único tipo de ondas de choque que puede ocurrir es el de las ondas normales o planas. En este tipo de ondas el vector velocidad del flujo es normal a la superficie que contiene la onda tanto antes como después de la onda. Con flujo supersónico, en función de la geometría y de las condiciones aguas abajo, se pueden producir bruscos cambios de muy poco espesor (del orden de 10^{-6} m, $A_1 \approx A_2$) a flujo subsónico, de marcado carácter irreversible y por tanto con aumento de entropía, equivalentes a discontinuidades en el flujo.

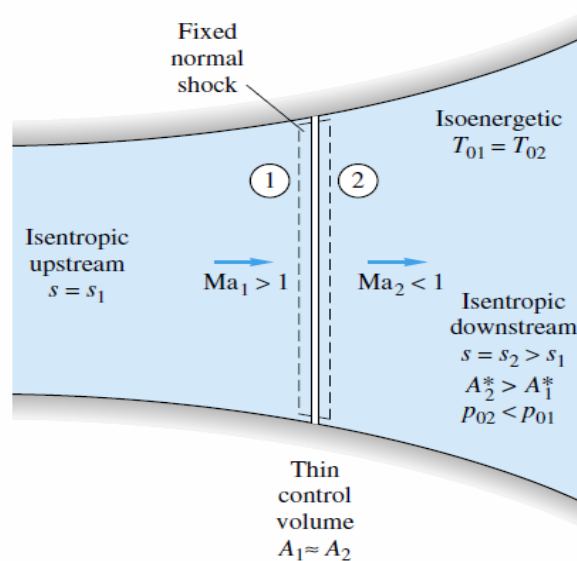


Figura 5: Onda de choque normal fija

Considerando un volumen de control alrededor de una onda de choque normal fija **Figura 5** y, aplicando las ecuaciones de continuidad y energía; y considerando un gas ideal, se obtienen las siguientes relaciones que dan los cambios de las propiedades antes y después de la onda de choque en función del número de Mach. Se denomina a la sección 1 aguas arriba y a la sección 2 aguas abajo.

Como se sabe, aguas abajo de una onda de choque el flujo es subsónico ($M_2 < 1$), pero aguas arriba el flujo es supersónico ($M_1 > 1$). Con la Ec. 31 se calcula M_2 cuando previamente se conozca M_1 .

$$M_2^2 = \frac{\frac{2}{1-\gamma} - M_1^2}{1 + \left(\frac{2\gamma}{1-\gamma}\right) \cdot M_1^2} \quad (31)$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{2\gamma}{\gamma+1} \cdot M_1^2 - \frac{\gamma-1}{\gamma+1} \quad (32)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{\left[1 + \left(\frac{\gamma-1}{2}\right) \cdot M_1^2\right] \cdot \left[\left(\frac{2\gamma}{\gamma-1}\right) \cdot M_1^2 - 1\right]}{\left[\frac{(\gamma+1)^2}{2(\gamma-1)}\right] \cdot M_1^2} \quad (33)$$

$$\frac{\rho_2}{\rho_1} = \frac{\gamma+1}{2} \cdot \frac{M_1^2}{1 + \left(\frac{\gamma-1}{2}\right) \cdot M_1^2} \quad (34)$$

Con las ecuaciones 32, 33 y 34 se está en condiciones de calcular las propiedades del flujo aguas abajo.

De especial interés es el hecho de que la garganta sónica o crítica A^* aumenta al atravesar la onda de choque:

$$\frac{A_2^*}{A_1^*} = \frac{M_2}{M_1} \cdot \left(\frac{2 + (\gamma-1) \cdot M_1^2}{2 + (\gamma-1) \cdot M_2^2}\right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad (35)$$

En la **Figura 6** se observa el cambio súbito de algunas propiedades como la presión y la temperatura al producirse la onda de choque. El punto 0 representa el estado de remanso. También se puede observar cómo ha variado la presión de remanso de los estados 1, antes del choque, y 2, después del choque.

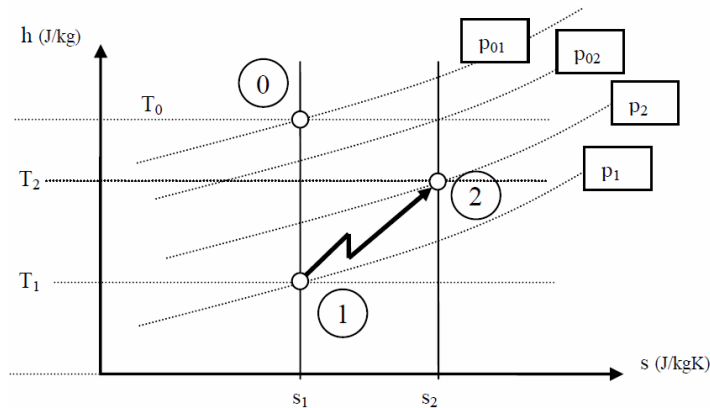


Figura 6: Diagrama h-s de una onda de choque

La Ec. 36 relaciona las presiones de remanso con el número de Mach antes de producirse la onda de choque, M_1 , y el coeficiente isoentrópico del gas γ .

$$\frac{(P_0)_2}{(P_0)_1} = \frac{\left[\frac{\left(\frac{\gamma-1}{2} \right) \cdot M_1^2}{1 + \left(\frac{\gamma-1}{2} \right) \cdot M_1^2} \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}}{\left[\left(\frac{2\gamma}{\gamma+1} \right) \cdot M_1^2 - \left(\frac{\gamma-1}{\gamma+1} \right) \right]^{\frac{1}{\gamma-1}}} \quad (36)$$

En la **Tabla 1** están tabuladas las ecuaciones 20, 21, 22 y 26 para el caso particular del aire suponiendo que se comporta como un gas ideal con $\gamma=1,4$.

En la **Tabla 2** están tabuladas las ecuaciones 31, 32, 33, 35 y 36 para el caso particular del aire suponiendo que se comporta como un gas ideal con $\gamma=1,4$.

FLUJO COMPRESIBLE ISOENTRÓPICO DE UN GAS IDEAL $\gamma=1,4$

M	p/p_0	ρ/ρ_0	T/T_0	A/A^*	M	p/p_0	ρ/ρ_0	T/T_0	A/A^*
0,0	1,0000	1,0000	1,0000	-	2,6	0,0501	0,1179	0,4252	2,8960
0,1	0,9930	0,9950	0,9980	5,8218	2,7	0,0430	0,1056	0,4068	3,1830
0,2	0,9725	0,9803	0,9921	2,9635	2,8	0,0368	0,0946	0,3894	3,5001
0,3	0,9325	0,9564	0,9823	2,0351	2,9	0,0317	0,0849	0,3729	3,8498
0,4	0,8956	0,9243	0,9690	1,5901	3,0	0,0272	0,0762	0,3571	4,2346
0,5	0,8430	0,8852	0,9524	1,3398	3,1	0,0234	0,0685	0,3422	4,6573
0,6	0,7840	0,8405	0,9328	1,1882	3,2	0,0202	0,0617	0,3281	5,1209
0,7	0,7209	0,7916	0,9107	1,0944	3,3	0,0175	0,0555	0,3147	5,6286
0,8	0,6360	0,7400	0,8865	1,0382	3,4	0,0151	0,0501	0,3019	6,1837
0,9	0,5913	0,6870	0,8606	1,0089	3,5	0,0131	0,0452	0,2899	6,7896
1,0	0,5283	0,6339	0,8333	1,0000	3,6	0,0114	0,0409	0,2784	7,4501
1,1	0,4684	0,5817	0,8052	1,0079	3,7	0,0099	0,0370	0,2675	8,1691
1,2	0,4124	0,5311	0,7764	1,0304	3,8	0,0086	0,0335	0,2572	8,9506
1,3	0,3609	0,4829	0,7474	1,0663	3,9	0,0075	0,0304	0,2474	9,7990
1,4	0,3142	0,4374	0,7184	1,1149	4,0	0,0066	0,0277	0,2381	10,7188
1,5	0,2724	0,3950	0,6897	1,1762	4,1	0,0058	0,0252	0,2293	11,7147
1,6	0,2353	0,3557	0,6614	1,2502	4,2	0,0051	0,0229	0,2208	12,7916
1,7	0,2026	0,3197	0,6337	1,3376	4,3	0,0044	0,0209	0,2129	13,9549
1,8	0,1740	0,2868	0,6068	1,4390	4,4	0,0039	0,0191	0,2053	15,2099
1,9	0,1492	0,2570	0,5807	1,5553	4,5	0,0035	0,0174	0,1980	16,5622
2,0	0,1278	0,2300	0,5556	1,6875	4,6	0,0031	0,0160	0,1911	18,0178
2,1	0,1094	0,2058	0,5313	1,8369	4,7	0,0027	0,0146	0,1846	19,5828
2,2	0,0935	0,1841	0,5081	2,0050	4,8	0,0024	0,0134	0,1783	21,2637
2,3	0,0800	0,1646	0,4855	2,1931	4,9	0,0021	0,0123	0,1724	23,0671
2,4	0,0684	0,1472	0,4647	2,4031	5,0	0,0019	0,0113	0,1667	25,0000
2,5	0,0585	0,1317	0,4444	2,6367	-	-	-	-	-

Tabla 1: Flujo isoentrópico

ONDA DE CHOQUE NORMAL PARA UN GAS IDEAL $\gamma=1,4$

M_1	M_2	p_2/p_1	T_2/T_1	p_{02}/p_{01}	A_2^*/A_1^*
1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
1,1	0,0118	1,2450	1,0649	0,9989	1,0011
1,2	0,8422	1,5133	1,1280	0,9928	1,0073
1,3	0,7860	1,8050	1,1909	0,9794	1,0211
1,4	0,7397	2,1200	1,2547	0,9582	1,0436
1,5	0,7011	2,4583	1,3202	0,9298	1,0755
1,6	0,6684	2,8201	1,3880	0,8952	1,1171
1,7	0,6406	3,2050	1,4583	0,8557	1,1686
1,8	0,6165	3,6133	1,5316	0,8127	1,2305
1,9	0,5956	4,0450	1,6079	0,7674	1,3032
2,0	0,5774	4,5000	1,6875	0,7209	1,3872
2,1	0,5613	4,9783	1,7704	0,6742	1,4832
2,2	0,5471	5,4800	1,8569	0,6281	1,5920
2,3	0,5344	6,0050	1,9446	0,5833	1,7144
2,4	0,5231	6,5533	2,0403	0,5402	1,8514
2,5	0,5130	7,1250	2,1375	0,4990	2,0039
2,6	0,5039	7,7200	2,2383	0,4601	2,1733
2,7	0,4956	8,3383	2,3429	0,4236	2,3608
2,8	0,4882	8,9800	2,4512	0,3895	2,5676
2,9	0,4814	9,6450	2,5632	0,3577	2,7954
3,0	0,4752	10,333	2,6790	0,3283	3,0456
3,1	0,4695	11,045	2,7986	0,3012	3,3199
3,2	0,4643	11,780	2,9220	0,2762	3,6202
3,3	0,4596	12,538	3,0492	0,2533	3,9483
3,4	0,4552	13,320	3,1802	0,2322	4,3062
3,5	0,4512	14,125	3,3151	0,2129	4,6960
3,6	0,4474	14,953	3,4537	0,1953	5,1200
3,7	0,4439	15,805	3,5962	0,1792	5,5806
3,8	0,4407	16,680	3,7426	0,1645	6,0801
3,9	0,4377	15,578	3,8928	0,1510	6,6213
4,0	0,4350	18,500	4,0469	0,1388	7,2069
4,1	0,4324	19,445	4,2048	0,1276	7,8397
4,2	0,4299	20,413	4,3666	0,1173	8,5227
4,3	0,4277	21,405	4,5322	0,1080	9,2591
4,4	0,4255	22,420	4,7017	0,0995	10,052
4,5	0,4236	23,458	4,8751	0,0917	10,905
4,6	0,4217	24,520	5,0523	0,0846	11,822
4,7	0,4199	25,605	5,2334	0,0781	12,806
4,8	0,4183	26,713	5,4184	0,0721	13,862
4,9	0,4167	27,845	5,6073	0,0667	14,992
5,0	0,4152	29,000	5,8000	0,0617	16,203

Tabla 2: Onda de choque normal

EQUIPO A EMPLEAR

El equipo a emplear es la Unidad Hilton de Tobera de distribución de presión de la **Figura 7**. Esta unidad ha sido específicamente diseñada para demostrar los fenómenos asociados al flujo compresible a través de toberas y permitir investigar: la distribución de presión y el flujo másico en toberas convergente y convergente-divergente.

Puesto que la unidad trabaja con aire a temperatura ambiente, se estabiliza rápidamente y su consumo de energía es sólo el necesario para impulsar un compresor relativamente pequeño.

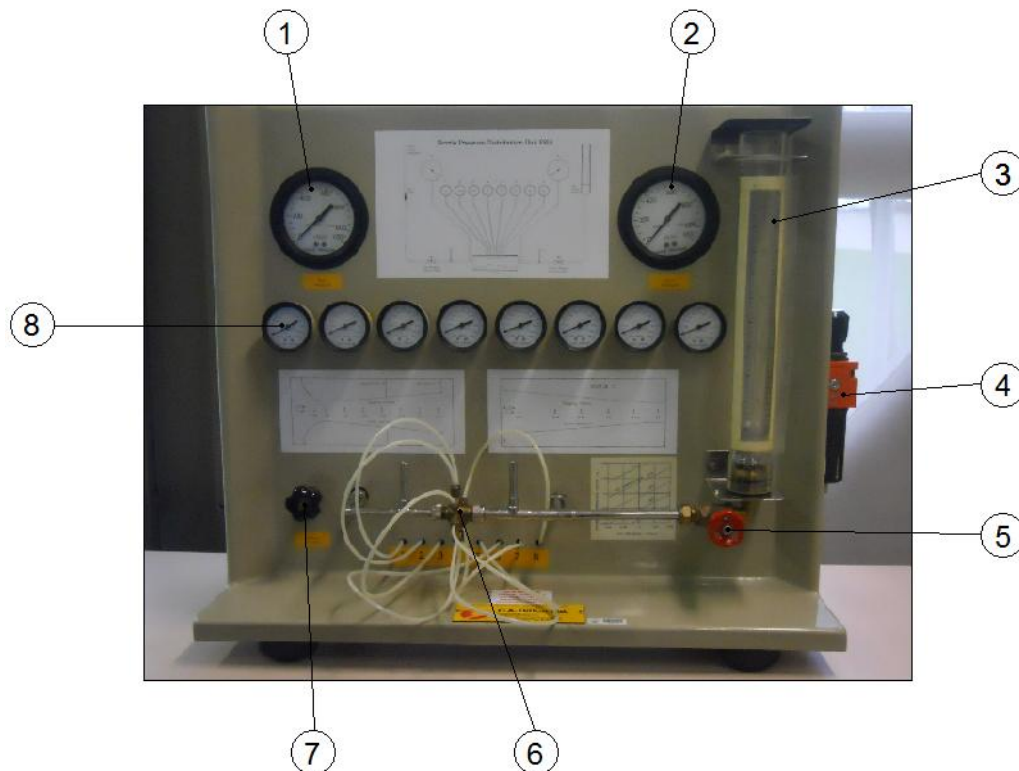


Figura 7: Unidad Hilton de toberas

1. Manómetro de ingreso
2. Manómetro de salida
3. Flujómetro
4. Filtro/regulador de presión
5. Válvula de salida
6. Tobera
7. Válvula de entrada
8. Manómetros intermedios

Descripción del equipo

El equipo consta principalmente de:

-Panel: De tipo banca de plástico reforzado con vitrofibra.

-Válvulas: Una válvula de aguja para dar un control fino de la presión de entrada de aire.

-Filtro de aire/Regulador de presión: Para proveer presión constante, aire limpio y libre de agua a la unidad. Este debe de ser instalado en la cañería entre su servicio de aire comprimido y la unidad, debiendo ser drenado regularmente.

-Toberas: Tres toberas diferentes

1. *Tobera convergente* con seis tomas de presión para una relación de presión de diseño de 0,528.

2. *Tobera convergente-divergente* con cinco tomas de presión para una relación de presión de diseño de 0,18.

3. *Tobera convergente-divergente* con ocho tomas de presión para una relación de diseño de 0,1.

Nota: Cada uno de los puntos o tomas de medición de presión está conectado a su propio manómetro de modo que indica su presión estática.

-Manómetros: Dos tipos de manómetros diferentes

1. Dos manómetros de 0 a 1100 KN/m² para indicar la presión de entrada y salida de aire.

2. Ocho manómetros de -100 a 1100KN/m² para indicar las presiones en las tomas de presión. Estos manómetros están conectados a sus puntos de conexión por cañerías flexibles de alta presión con conexiones moleteadas atornilladas.

-Flujómetro: Flujómetro del tipo de área variable para indicar el flujo de aire en las condiciones estándar (presión atmosférica 101,3KN/m² a una temperatura de 20°C).

Servicios requeridos:

Se requiere un servicio de aire comprimido limpio y libre de agua a una presión de 600 a 900 KN/m² a razón de 8gr/s (7litros/s en condiciones ambientales). Este aire es suministrado por un compresor situado en el propio laboratorio de Mecánica de Fluidos.

Funcionamiento del equipo

El filtro/regulador suministra aire limpio y estabilizado a presión, que pasa a la válvula de control de la presión de entrada. Después de haber colocado y seleccionado la tobera deseada, la presión de entrada se ajusta a un valor determinado y la contrapresión es ajustada con la válvula de salida de la tobera.

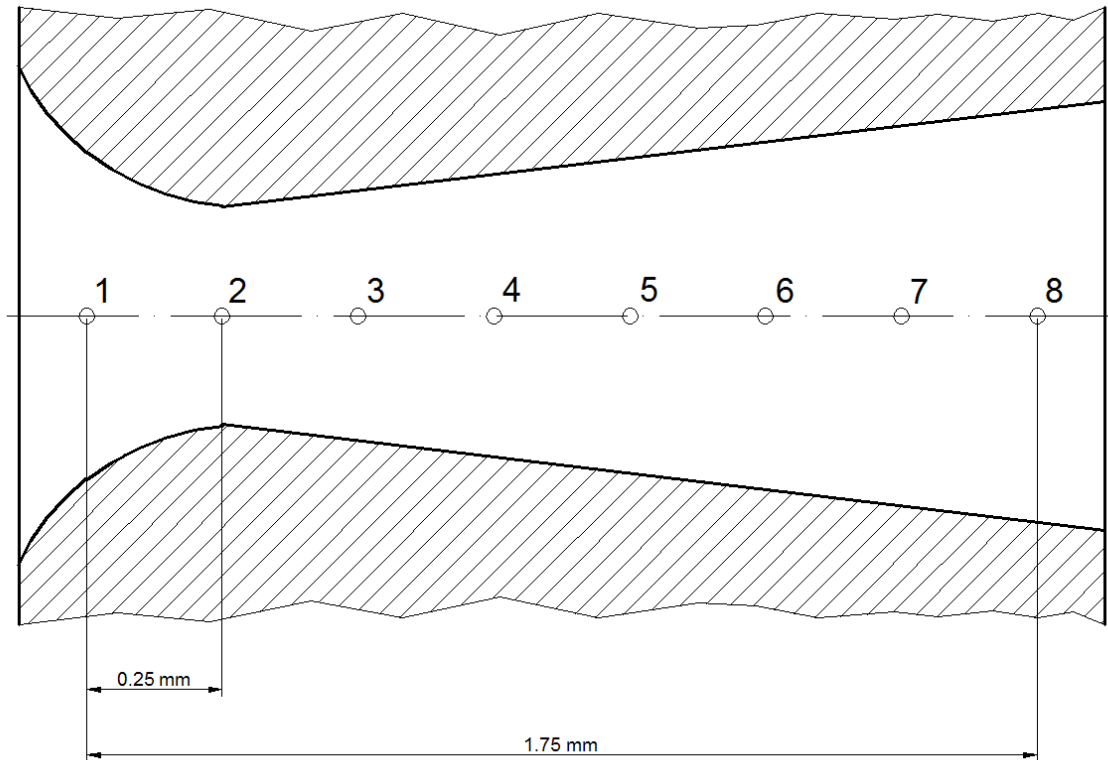
A continuación se indicarán en los manómetros las presiones a lo largo de la línea axial de la tobera.

El aire que circula por la válvula de salida está a una presión mayor que la atmosférica y sale al exterior a través del flujómetro.

Dimensiones e información útil

A continuación se detalla las dimensiones de las distintas toberas.

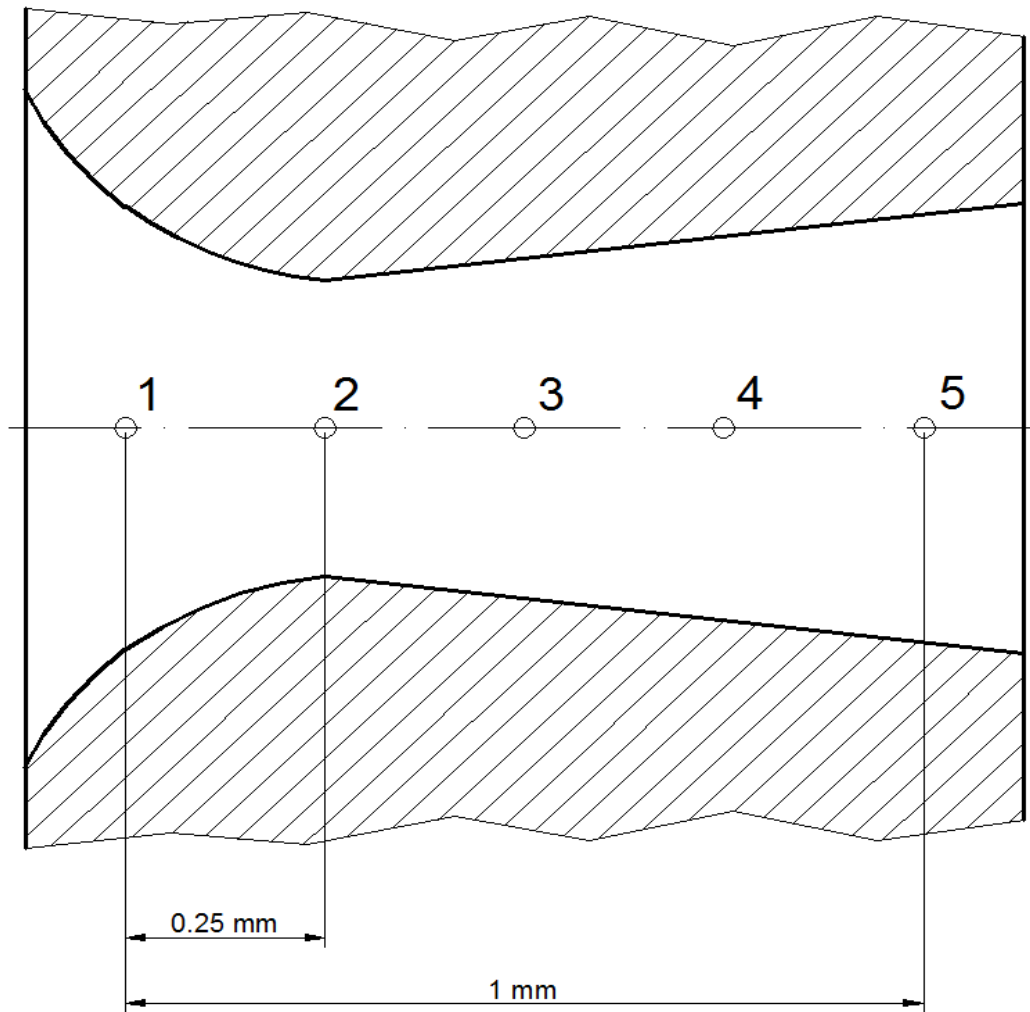
TOBERA A:



Nota: La distancia entre dos puntos de medición de presión es 0,25 mm.

Punto de toma	Diámetro nominal (mm)	A_x/A^*
1	2,40	1,44
2	2,00	1,00
3	2,13	1,13
4	2,26	1,28
5	2,39	1,42
6	2,52	1,59
7	2,66	1,77
8	2,79	1,94
Relación de presión de diseño: 0,10		

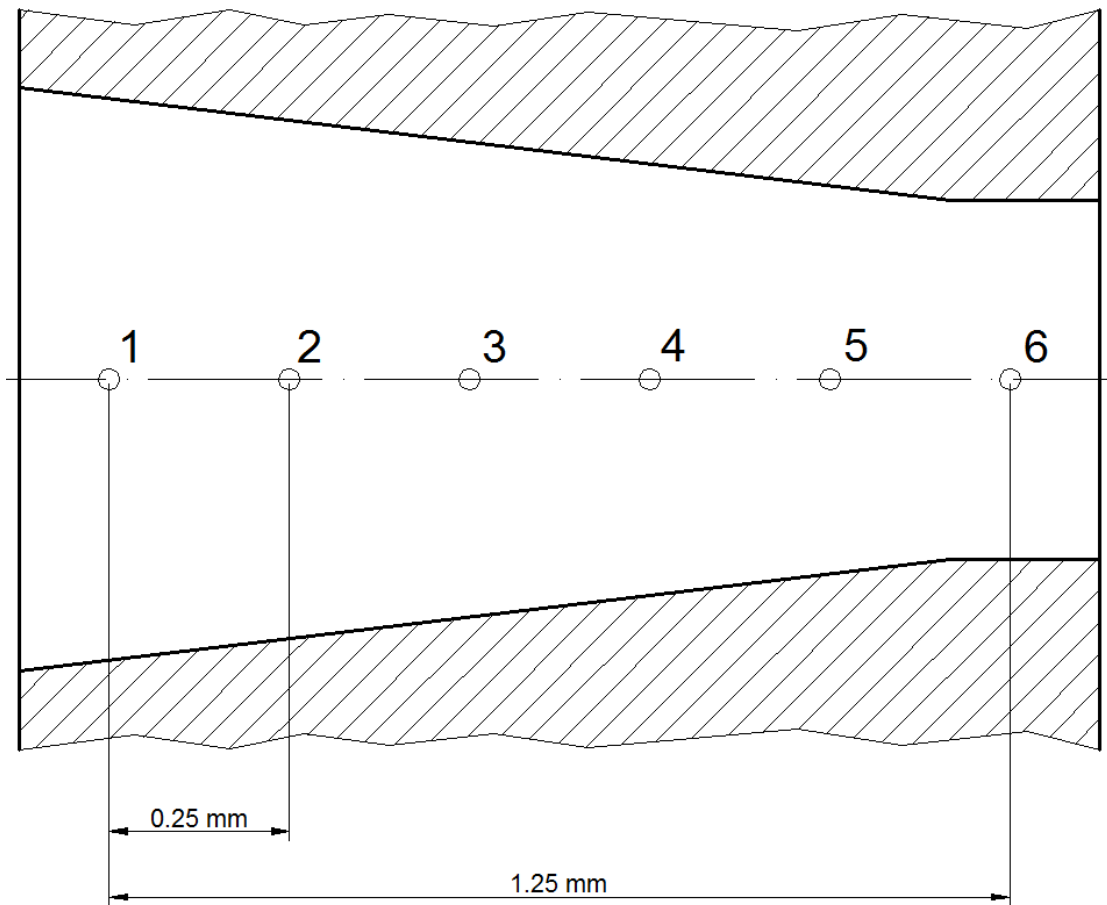
TOBERA B:



Nota: La distancia entre dos puntos de medición de presión es 0,25 mm.

Punto de toma	Diámetro nominal (mm)	A_x/A^*
1	2,40	1,44
2	2,00	1,00
3	2,13	1,13
4	2,26	1,28
5	2,39	1,42
Relación de presión de diseño: 0,18		

TOBERA C:



Nota: La distancia entre dos puntos de medición de presión es 0,25 mm.

Punto de toma	Diámetro nominal (mm)	A_x/A^*
1	2,86	2,05
2	2,65	1,76
3	2,43	1,48
4	2,21	1,22
5	2,03	1,03
6	2,00	1,00
Relación de presión de diseño: 0,528		

Procedimiento a seguir para cambiar una tobera

1. Cierre la válvula de ingreso de aire
2. Desenrosque todas las uniones atornilladas de la tobera.
3. Saque la tobera y colóquela en su caja



Figura 8: Caja con toberas

4. Coja otra tobera y encájela en posición conectando las uniones atornilladas sin apretar.
5. Comenzando por el punto de medición nº 1 conecte el tubo flexible nº 1 al cuerpo de la tobera y apriete firmemente la pequeña unión moleteada.
6. Haga todas las conexiones restantes, en orden, rotando si es necesario.
7. Empuje cualquier conexión no usada hacia atrás dentro del panel.
8. Apriete las uniones moleteadas grandes.

Nota: Ningún utillaje es necesario para cambiar una tobera.

Puntos de medición de presión

Siempre que se use aire comprimido limpio los medidores de presión no deberían obstruirse. Si es evidente que uno se ha obstruido (indicado por cambios lentos o ninguna variación de presión en la lectura del medidor) la tobera deberá sacarse de la unidad.

Los agujeros de medición de presión podrán destaparse sondeando suavemente con un alambre de no más de 0,3 mm de diámetro a través de la conexión atornillada.

MONTAJE EXPERIMENTAL

Se precisa aire comprimido seco a una presión manométrica ajustable desde 50 kN/m² a 600 kN/m².

Para ello conecte la unidad a la toma de aire comprimido más cercana existente en el laboratorio de Mecánica de Fluidos.

El filtro/regulador (4) de la unidad, nos va a permitir ajustar la presión de ingreso (1) deseada, una vez fijada se mantendrá constante y no se variará a lo largo de la práctica.

Una mira de vidrio está fijada al filtro/regulador (4), si se observa agua esta debe ser extraída a partir de la válvula en el extremo inferior de la cubeta.

En estas condiciones la unidad está dispuesta para la realización de la práctica.

TOMA DE DATOS

Condiciones del recinto

Se comenzará midiendo la presión atmosférica y la temperatura del recinto:

Temperatura: se mide en un termómetro situado en el propio laboratorio de Mecánica de Fluidos.

Presión atmosférica: se toma la presión del barómetro del laboratorio.

Para obtener la presión atmosférica en kPa, referida a una temperatura T y a una g estándar se aplica la Ec.37:

$$P_{atm} = (H - 0,3 - 0,000171 \cdot T^a(^\circ\text{C}) \cdot H) \cdot g_{estandar} \cdot \rho_{Hg} \cdot 10^{-6} \quad (37)$$

Siendo:

H:	La altura en mm de la columna de Hg
$g_{estandar}$:	$9,80665 \text{ m/s}^2$
ρ_{Hg} :	$13595,1 \text{ Kg/m}^3$

Conocida la presión atmosférica se calcula la presión absoluta con la Ec.38:

$$P_{abs} = P_{atm} + P_{man} \quad (38)$$

Toma de datos experimentales

Para la toma de datos se procederá de la siguiente forma:

- Cierre la válvula de ingreso (7) y ajuste la tobera (6) correspondiente en el equipo.
- Ajuste la presión de ingreso (1) y la contrapresión (2) a 600 kN/m^2 (kPa) y anote los valores de presión de los manómetros (8) situados a lo largo de la línea axial de la tobera.
- Vaya disminuyendo la contrapresión (2) de 50 en 50 kN/m^2 , manteniendo en todo momento la presión de ingreso (1) en el valor seleccionado, anotándose en cada decremento los valores de los manómetros (8).
- Repita todo lo anterior con las otras dos toberas.

TRABAJO A REALIZAR

- i) Construcción de gráficos de “perfil de presión”.
Se trata de representar para cada relación de presiones entre la salida y la entrada (P_s/P_i) los parámetros adimensionales (P_x/P_i) en función de la relación de áreas (A_x/A^*).
- A_x/A^* : Siendo A_x el área donde están colocados los manómetros y A^* el área de la garganta.
- P_x/P_i : Siendo P_x la presión medida en cada uno de los puntos de toma de presión y P_i la presión de ingreso. Las presiones deben expresarse en presiones absolutas.
- ii) Comparación de los gráficos “perfil de presión” con los de una tobera isoentrópica de las mismas dimensiones en los casos siguientes:

-Para flujo isoentrópico subsónico en aquellas relaciones de presión en el que se verifique que aún habiéndose alcanzado las condiciones sónicas en la garganta el flujo fluye en régimen subsónico. Y, flujo isoentrópico supersónico en aquellas relaciones de presión en las que las toberas operan en las condiciones de diseño.
- iii) Aplicación de las relaciones obtenidas en las ondas de choque normal para el caso de la tobera convergente-divergente.

-Sobre un gráfico de “perfil de presión” de una de las dos toberas convergente-divergente (tobera A o B) en que se ponga de manifiesto este fenómeno, se representarán haciendo los cálculos oportunos el flujo isoentrópico aguas arriba y aguas abajo de la onda y las relaciones de presión obtenidas en la onda de choque.
- iv) Discusión de los resultados obtenidos en los tres puntos anteriores.

TABLAS DE RESULTADOS

Rellene la siguiente tabla en el caso de la tobera convergente (C) y para una de las dos toberas convergente-divergente (A o B).

[illegible]

Nota: Tenga en cuenta que las presiones vienen dadas en presiones relativas. Para expresarlas en absolutas utilice la Ec. 38.

A continuación rellene la tabla siguiente utilizando presiones absolutas:

[illegible]

PRÁCTICA 1

(Guión para el profesor)

Distribución de presiones en toberas



Práctica 1: DISTRIBUCIÓN DE PRESIONES EN TOBERAS

OBJETIVO

-Determinar la distribución de presiones en conductos de sección variable manteniendo fija la presión de ingreso y variando la contrapresión.

-Comparar los resultados obtenidos experimentalmente con los calculados mediante la teoría isoentrópica.

FUNDAMENTO TEÓRICO

Velocidad del sonido y número de Mach

La velocidad del sonido es la velocidad con que se propaga una onda de presión a través de un fluido. Considerando el pulso de presión Δp de la **Figura 1** que se mueve hacia la izquierda con velocidad c en un fluido originalmente en reposo. Aguas arriba del pulso de presión las condiciones del fluido quedan alteradas.

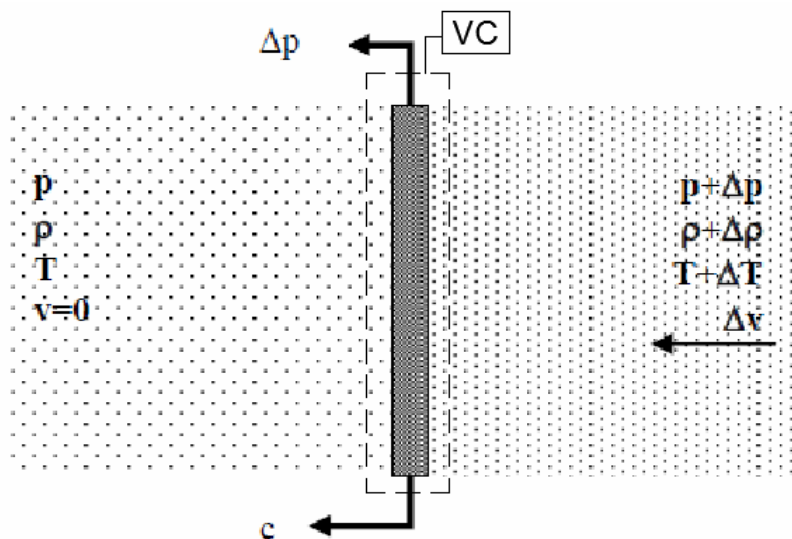


Figura 1: Pulso de presión en un fluido en reposo

Considerando un volumen de control entorno al pulso de presión **Figura 1**, se puede obtener una expresión de la velocidad de la perturbación. En situación estacionaria, el principio de conservación de la masa para el volumen de control se reduce a:

$$\rho \cdot A \cdot c = (\rho + \Delta \rho) \cdot A \cdot (c - \Delta V)$$

Desarrollando se tiene,

$$0 = c \cdot \Delta \rho - \rho \cdot \Delta V - \Delta \rho \cdot \Delta V \quad (1)$$

La perturbación es suficientemente débil de modo que el tercer término del segundo miembro de la Ec. 1 se puede ignorar, quedando

$$\Delta V = \left(\frac{c}{\rho}\right) \Delta \rho \quad (2)$$

Ahora, si se aplica la ecuación de la cantidad de movimiento al volumen de control considerado.

$$p \cdot A - (p + \Delta p)A = \dot{m}(c - \Delta V) - \dot{m} \cdot c$$

Desarrollando se obtiene:

$$\Delta p = \rho \cdot c \cdot \Delta V \quad (3)$$

Combinando las Ecs. 2 y 3 y despejando c

$$c = \sqrt{\frac{\Delta p}{\Delta \rho}} \quad (4)$$

Para ondas sonoras, las variaciones de presión, densidad y temperatura al paso de la onda son muy pequeñas. Así, tomando variaciones infinitesimales, la relación $\Delta p / \Delta \rho$ en la Ec. 4 se puede interpretar como la derivada de la presión con respecto a la densidad al paso de la onda. Además, la experiencia indica que la relación entre la presión y la densidad al paso de una onda sonora es casi *isoentrópica*. La expresión para la *velocidad del sonido* será, entonces

$$c = \sqrt{\left(\frac{\partial p}{\partial \rho}\right)_s} \quad (5)$$

Para el caso particular de un Gas Ideal, la expresión que relaciona la presión y la densidad para entropía constante es:

$$p \cdot v^\gamma = \frac{p}{\rho^\gamma} = cte \quad (6)$$

Siendo γ el coeficiente isoentrópico del gas:

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} \quad (7)$$

Para Gas Ideal, se puede expresar los calores específicos a presión y a volumen constante en función del coeficiente isoentrópico y de la constante específica del gas gracias a la Ec. 7 y la ley de Mayer ($R = c_p - c_v$). Así, el calor específico a presión y a volumen constante es, respectivamente:

$$c_p = \frac{\gamma \cdot R}{\gamma - 1} \quad (8)$$

$$c_v = \frac{R}{\gamma - 1} \quad (9)$$

Si se diferencia la Ec. 6 queda:

$$dp \cdot \frac{1}{\rho^\gamma} + p \cdot \frac{-\gamma}{\rho^{\gamma+1}} \cdot d\rho = 0$$

$$\frac{dp}{d\rho} = \gamma \cdot \frac{p}{\rho} \quad (10)$$

Sustituyendo en la Ec. 5 y teniendo en cuenta la Ecuación Térmica de Estado del Gas Ideal se tiene:

$$c = \sqrt{\gamma \cdot \frac{p}{\rho}} = \sqrt{\gamma \cdot R \cdot T} \quad (11)$$

Se define el *número de Mach* como el cociente de la velocidad local V, entre la velocidad local del sonido en el medio, c.

$$M = \frac{V}{c} \quad (12)$$

El cuadrado del número de Mach se interpreta como la relación entre la energía cinética y la energía térmica del fluido, ya que:

$$M^2 = \frac{V^2}{c^2} \quad (13)$$

V^2 es proporcional a la energía cinética $(1/2) \cdot m \cdot V^2$

c^2 es proporcional a la energía térmica, ya que en el caso de Gas Ideal $c^2 = \gamma \cdot R \cdot T$.

Clasificación del tipo de flujo en función del número de Mach:

-Flujo incompresible	$M < 0,3$
-Flujo subsónico	$0,3 < M < 0,8$
-Flujo transónico	$0,8 < M < 1,2$
-Flujo supersónico	$1,2 < M < 3,0$
-Flujo hipersónico	$3,0 < M$

Flujo unidimensional estacionario en toberas y difusores.

Considérese un flujo unidimensional por un conducto de sección variable $A=A(x)$. En una determinada sección, el fluido va a una velocidad media “V”, con una presión absoluta “p”, una temperatura absoluta “T” y una densidad “ ρ ”. El flujo es adiabático y sin efectos disipativos, es decir isoentrópico.

Ecuaciones termodinámicas:

4. Ec. Térmica de Estado: $p=p(\rho,T)$, para GI tenemos

$$p = \rho \cdot R \cdot T \quad (14)$$

5. Ec. Entálpica de Estado: $h=h(p,T)$, para GI con calor específico (c_p) cte

$$h = c_p \cdot T \quad (15)$$

6. Ec. Entrópica de Estado: $s=s(p,T)$, para GI con calor específico (c_p) cte

$$s = s_0 + c_p \cdot \ln \frac{T}{T_0} - R \cdot \ln \frac{p}{p_0} \quad (16)$$

7. Ec. Energía: Primer Principio de la Termodinámica:

$$\delta q - \delta \omega = d \left(h + \frac{V^2}{2} + g \cdot z \right) \quad (17)$$

Para un proceso adiabático sin disipación ni trabajo y despreciando la energía potencial (usual en gases), se tiene:

$$h + \frac{V^2}{2} = h_0 = cte \quad (18)$$

En donde “ h_0 ” es la máxima entalpía que puede adquirir el fluido cuando se le lleva al reposo isoentrópico. En la **Figura 2** está representado el *estado de remanso o de estancamiento* en un diagrama h-s. El estado de remanso es el estado de referencia que se suele tomar en flujo compresible. En este estado las variables se designan: p_0 , T_0 , ρ_0 , etcétera.

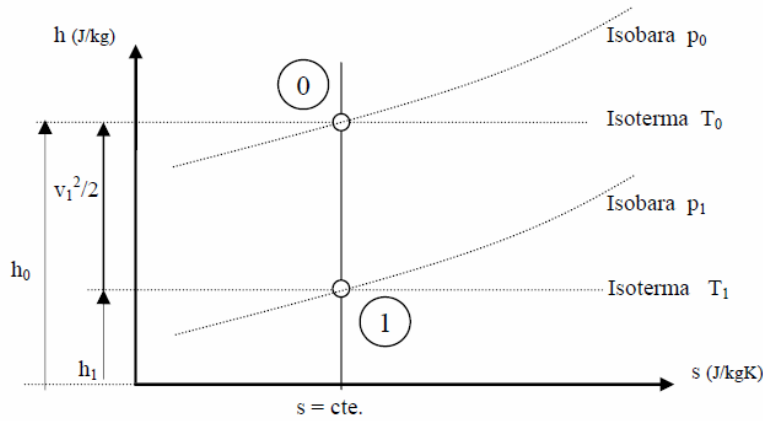


Figura 2: Diagrama h - s

8. Ec. Sónica: En el caso de GI

$$c = \sqrt{\gamma \cdot R \cdot T} \quad (19)$$

Con las ecuaciones 14, 15, 16, 18 y 19 se expresan las variables p , ρ y T en cualquier sección en función de las variables de estado en el punto de remanso y del número de Mach en dicha sección:

$$\frac{T}{T_0} = \frac{1}{1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2} \quad (20)$$

$$\frac{p}{p_0} = \left(\frac{1}{1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (21)$$

$$\frac{\rho}{\rho_0} = \left(\frac{1}{1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2} \right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \quad (22)$$

Aparte del estado de remanso como estado de referencia; es muy interesante determinar las características del denominado *estado crítico*, en donde la velocidad del fluido es la sónica, es decir su número de Mach es 1. En este estado las variables se denotan mediante asteriscos: p^* , T^* , ρ^* , etcétera.

Las siguientes ecuaciones relacionan las condiciones sónicas, suponiendo $M=1$ en ella, con las condiciones de estancamiento:

$$\frac{p^*}{p_0} = \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (23)$$

$$\frac{T^*}{T_0} = \frac{2}{\gamma+1} \quad (24)$$

$$\frac{\rho^*}{\rho_0} = \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{1}{\gamma - 1}} \quad (25)$$

Siendo sobre todo de gran importancia, la relación de áreas, entre una sección genérica de área A y la sección en condiciones críticas de área A*:

$$\frac{A}{A^*} = \frac{1}{M} \left(\frac{1 + \frac{1}{2}(\gamma - 1)M^2}{\frac{1}{2}(\gamma + 1)} \right)^{\frac{\gamma + 1}{2(\gamma - 1)}} \quad (26)$$

Ecuaciones mecánicas:

9. Ec. Continuidad: Flujo estacionario unidimensional

$$\dot{m} = \rho \cdot V \cdot A = cte \rightarrow \frac{d\rho}{\rho} + \frac{dV}{V} + \frac{dA}{A} = 0 \quad (27)$$

10. Ec. Movimiento: Flujo isoentrópico estacionario unidimensional en tubo de corriente

$$\frac{dp}{\rho} + VdV = 0 \quad (28)$$

11. Ec. Sónica: Flujo isoentrópico

$$dp = c^2 \cdot d\rho \quad (29)$$

Con las ecuaciones 27,28 y 29 se puede expresar V, p y A en función del número de Mach:

$$\frac{dV}{V} = -\frac{dp}{\rho V^2} = \frac{dA}{A} \frac{1}{M^2 - 1} \quad (30)$$

En la Ec. 30 se puede observar que las variaciones de las propiedades cambian de signo al pasar de flujo subsónico ($M < 1$) a supersónico ($M > 1$) debido al término $M^2 - 1$. Así, podemos encontrarnos 4 combinaciones de variaciones de área y número de Mach, que se resumen en la **Figura 3**.

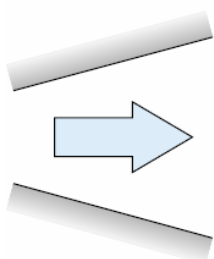
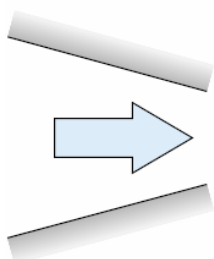
Duct geometry	Subsonic $Ma < 1$	Supersonic $Ma > 1$
	$dA > 0$ $dV < 0$ $dp > 0$ Subsonic diffuser	$dV > 0$ $dp < 0$ Supersonic nozzle
	$dA < 0$ $dV > 0$ $dp < 0$ Subsonic nozzle	$dV < 0$ $dp > 0$ Supersonic diffuser

Figura 3: Efecto del número de Mach sobre las variaciones de las propiedades del flujo cuando cambia el área del conducto.

Según lo visto en la **Figura 3** se define tobera y difusor de la siguiente manera:

Se denomina *tobera* al elemento cuya función es transformar la entalpía de un fluido en energía cinética de un modo eficiente. Por lo tanto, para un flujo subsónico la tobera será convergente y para un flujo supersónico tobera será divergente.

Se denomina *difusor* al elemento cuya función es transformar la energía cinética de un fluido en entalpía o presión. Para un flujo subsónico el difusor será divergente y para un flujo supersónico convergente.

La Ec. 30, cuando nos encontramos en condiciones sónicas $M=1$, indica que dV sólo puede ser finito si $dA=0$, esto es, un mínimo de área (garganta) o un máximo (vientre), **Figura 4**.

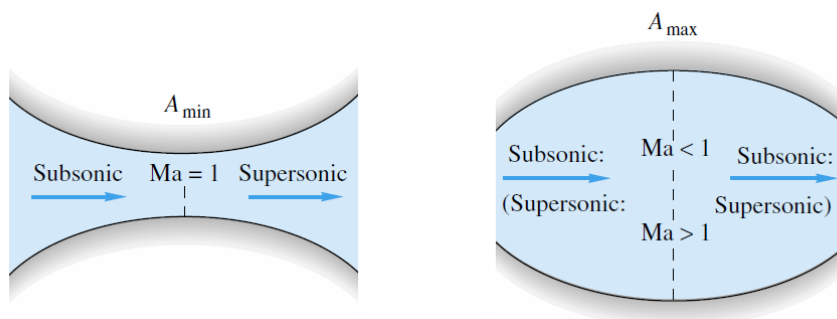


Figura 4: Flujo a través de una garganta y un vientre

La garganta o sección convergente-divergente puede acelerar suavemente un flujo subsónico hasta hacerlo supersónico, como en la **Figura 4**. Esta es la única forma de conseguir un flujo supersónico a partir de la expansión de un gas contenido en un

depósito. La sección en vientre no puede ya que el número de Mach se aleja de la condición sónica en lugar de acercarse a ella.

Si se alcanza la condición $M=1$ en la garganta, cualquier disminución posterior de la presión a la salida de la tobera no afectará al flujo en la sección convergente, en particular el flujo másico no se verá afectado. Bajo estas condiciones se dice que el flujo se encuentra *estrangulado*.

Ondas de choque normales

Una onda de choque es una onda de presión o acústica de intensidad finita, es decir, las variaciones en las propiedades del flujo se manifiestan en un entorno muy cercano al frente de onda.

En un flujo unidimensional, el único tipo de ondas de choque que puede ocurrir es el de las ondas normales o planas. En este tipo de ondas el vector velocidad del flujo es normal a la superficie que contiene la onda tanto antes como después de la onda. Con flujo supersónico, en función de la geometría y de las condiciones aguas abajo, se pueden producir bruscos cambios de muy poco espesor (del orden de 10^{-6} m, $A_1 \approx A_2$) a flujo subsónico, de marcado carácter irreversible y por tanto con aumento de entropía, equivalentes a discontinuidades en el flujo.

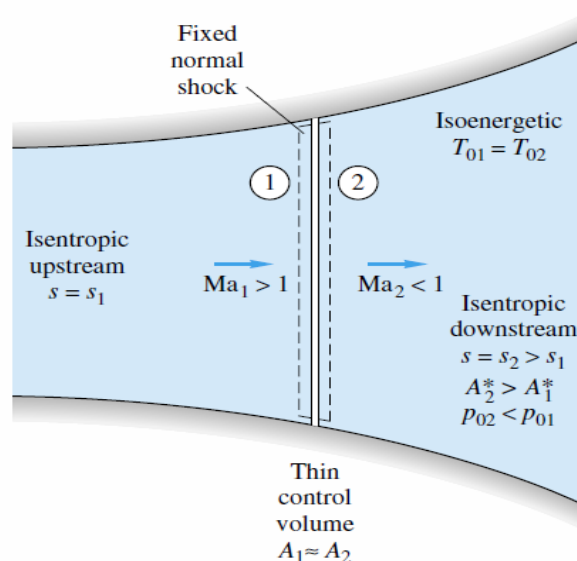


Figura 5: Onda de choque normal fija

Considerando un volumen de control alrededor de una onda de choque normal fija **Figura 5** y, aplicando las ecuaciones de continuidad y energía; y considerando un gas ideal, se obtienen las siguientes relaciones que dan los cambios de las propiedades antes y después de la onda de choque en función del número de Mach. Se denomina a la sección 1 aguas arriba y a la sección 2 aguas abajo.

Como se sabe, aguas abajo de una onda de choque el flujo es subsónico ($M_2 < 1$), pero aguas arriba el flujo es supersónico ($M_1 > 1$). Con la Ec. 31 se calcula M_2 cuando previamente se conozca M_1 .

$$M_2^2 = \frac{\frac{2}{1-\gamma} - M_1^2}{1 + \left(\frac{2\gamma}{1-\gamma}\right) \cdot M_1^2} \quad (31)$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{2\gamma}{\gamma+1} \cdot M_1^2 - \frac{\gamma-1}{\gamma+1} \quad (32)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{\left[1 + \left(\frac{\gamma-1}{2}\right) \cdot M_1^2\right] \cdot \left[\left(\frac{2\gamma}{\gamma-1}\right) \cdot M_1^2 - 1\right]}{\left[\frac{(\gamma+1)^2}{2(\gamma-1)}\right] \cdot M_1^2} \quad (33)$$

$$\frac{\rho_2}{\rho_1} = \frac{\gamma+1}{2} \cdot \frac{M_1^2}{1 + \left(\frac{\gamma-1}{2}\right) \cdot M_1^2} \quad (34)$$

Con las ecuaciones 32, 33 y 34 se está en condiciones de calcular las propiedades del flujo aguas abajo.

De especial interés es el hecho de que la garganta sónica o crítica A^* aumenta al atravesar la onda de choque:

$$\frac{A_2^*}{A_1^*} = \frac{M_2}{M_1} \cdot \left(\frac{2 + (\gamma-1) \cdot M_1^2}{2 + (\gamma-1) \cdot M_2^2}\right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad (35)$$

En la **Figura 6** se observa el cambio súbito de algunas propiedades como la presión y la temperatura al producirse la onda de choque. El punto 0 representa el estado de remanso. También se puede observar cómo ha variado la presión de remanso de los estados 1, antes del choque, y 2, después del choque.

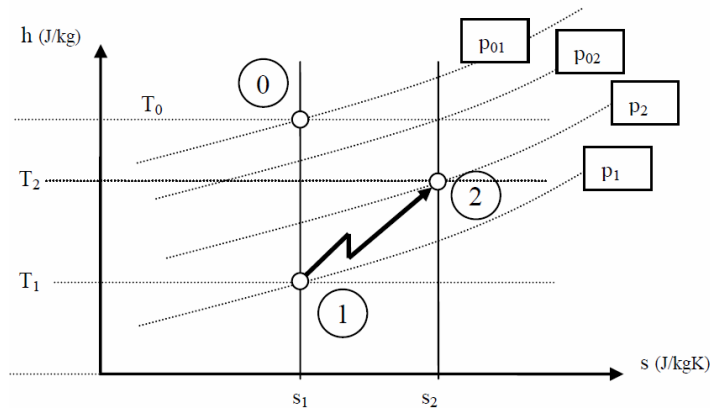


Figura 6: Diagrama h-s de una onda de choque

La Ec. 36 relaciona las presiones de remanso con el número de Mach antes de producirse la onda de choque, M_1 , y el coeficiente isoentrópico del gas γ .

$$\frac{(P_0)_2}{(P_0)_1} = \frac{\left[\frac{\left(\frac{\gamma-1}{2}\right) \cdot M_1^2}{1 + \left(\frac{\gamma-1}{2}\right) \cdot M_1^2} \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}}{\left[\left(\frac{2\gamma}{\gamma+1}\right) \cdot M_1^2 - \left(\frac{\gamma-1}{\gamma+1}\right) \right]^{\frac{1}{\gamma-1}}} \quad (36)$$

En la **Tabla 1** están tabuladas las ecuaciones 20, 21, 22 y 26 para el caso particular del aire suponiendo que se comporta como un gas ideal con $\gamma=1,4$.

En la **Tabla 2** están tabuladas las ecuaciones 31, 32, 33, 35 y 36 para el caso particular del aire suponiendo que se comporta como un gas ideal con $\gamma=1,4$.

FLUJO COMPRESIBLE ISOENTRÓPICO DE UN GAS IDEAL $\gamma=1,4$

M	p/p_0	ρ/ρ_0	T/T_0	A/A^*	M	p/p_0	ρ/ρ_0	T/T_0	A/A^*
0,0	1,0000	1,0000	1,0000	-	2,6	0,0501	0,1179	0,4252	2,8960
0,1	0,9930	0,9950	0,9980	5,8218	2,7	0,0430	0,1056	0,4068	3,1830
0,2	0,9725	0,9803	0,9921	2,9635	2,8	0,0368	0,0946	0,3894	3,5001
0,3	0,9325	0,9564	0,9823	2,0351	2,9	0,0317	0,0849	0,3729	3,8498
0,4	0,8956	0,9243	0,9690	1,5901	3,0	0,0272	0,0762	0,3571	4,2346
0,5	0,8430	0,8852	0,9524	1,3398	3,1	0,0234	0,0685	0,3422	4,6573
0,6	0,7840	0,8405	0,9328	1,1882	3,2	0,0202	0,0617	0,3281	5,1209
0,7	0,7209	0,7916	0,9107	1,0944	3,3	0,0175	0,0555	0,3147	5,6286
0,8	0,6360	0,7400	0,8865	1,0382	3,4	0,0151	0,0501	0,3019	6,1837
0,9	0,5913	0,6870	0,8606	1,0089	3,5	0,0131	0,0452	0,2899	6,7896
1,0	0,5283	0,6339	0,8333	1,0000	3,6	0,0114	0,0409	0,2784	7,4501
1,1	0,4684	0,5817	0,8052	1,0079	3,7	0,0099	0,0370	0,2675	8,1691
1,2	0,4124	0,5311	0,7764	1,0304	3,8	0,0086	0,0335	0,2572	8,9506
1,3	0,3609	0,4829	0,7474	1,0663	3,9	0,0075	0,0304	0,2474	9,7990
1,4	0,3142	0,4374	0,7184	1,1149	4,0	0,0066	0,0277	0,2381	10,7188
1,5	0,2724	0,3950	0,6897	1,1762	4,1	0,0058	0,0252	0,2293	11,7147
1,6	0,2353	0,3557	0,6614	1,2502	4,2	0,0051	0,0229	0,2208	12,7916
1,7	0,2026	0,3197	0,6337	1,3376	4,3	0,0044	0,0209	0,2129	13,9549
1,8	0,1740	0,2868	0,6068	1,4390	4,4	0,0039	0,0191	0,2053	15,2099
1,9	0,1492	0,2570	0,5807	1,5553	4,5	0,0035	0,0174	0,1980	16,5622
2,0	0,1278	0,2300	0,5556	1,6875	4,6	0,0031	0,0160	0,1911	18,0178
2,1	0,1094	0,2058	0,5313	1,8369	4,7	0,0027	0,0146	0,1846	19,5828
2,2	0,0935	0,1841	0,5081	2,0050	4,8	0,0024	0,0134	0,1783	21,2637
2,3	0,0800	0,1646	0,4855	2,1931	4,9	0,0021	0,0123	0,1724	23,0671
2,4	0,0684	0,1472	0,4647	2,4031	5,0	0,0019	0,0113	0,1667	25,0000
2,5	0,0585	0,1317	0,4444	2,6367	-	-	-	-	-

Tabla 1: Flujo isoentrópico

ONDA DE CHOQUE NORMAL PARA UN GAS IDEAL $\gamma=1,4$

M_1	M_2	p_2/p_1	T_2/T_1	p_{02}/p_{01}	A_2^*/A_1^*
1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
1,1	0,0118	1,2450	1,0649	0,9989	1,0011
1,2	0,8422	1,5133	1,1280	0,9928	1,0073
1,3	0,7860	1,8050	1,1909	0,9794	1,0211
1,4	0,7397	2,1200	1,2547	0,9582	1,0436
1,5	0,7011	2,4583	1,3202	0,9298	1,0755
1,6	0,6684	2,8201	1,3880	0,8952	1,1171
1,7	0,6406	3,2050	1,4583	0,8557	1,1686
1,8	0,6165	3,6133	1,5316	0,8127	1,2305
1,9	0,5956	4,0450	1,6079	0,7674	1,3032
2,0	0,5774	4,5000	1,6875	0,7209	1,3872
2,1	0,5613	4,9783	1,7704	0,6742	1,4832
2,2	0,5471	5,4800	1,8569	0,6281	1,5920
2,3	0,5344	6,0050	1,9446	0,5833	1,7144
2,4	0,5231	6,5533	2,0403	0,5402	1,8514
2,5	0,5130	7,1250	2,1375	0,4990	2,0039
2,6	0,5039	7,7200	2,2383	0,4601	2,1733
2,7	0,4956	8,3383	2,3429	0,4236	2,3608
2,8	0,4882	8,9800	2,4512	0,3895	2,5676
2,9	0,4814	9,6450	2,5632	0,3577	2,7954
3,0	0,4752	10,333	2,6790	0,3283	3,0456
3,1	0,4695	11,045	2,7986	0,3012	3,3199
3,2	0,4643	11,780	2,9220	0,2762	3,6202
3,3	0,4596	12,538	3,0492	0,2533	3,9483
3,4	0,4552	13,320	3,1802	0,2322	4,3062
3,5	0,4512	14,125	3,3151	0,2129	4,6960
3,6	0,4474	14,953	3,4537	0,1953	5,1200
3,7	0,4439	15,805	3,5962	0,1792	5,5806
3,8	0,4407	16,680	3,7426	0,1645	6,0801
3,9	0,4377	15,578	3,8928	0,1510	6,6213
4,0	0,4350	18,500	4,0469	0,1388	7,2069
4,1	0,4324	19,445	4,2048	0,1276	7,8397
4,2	0,4299	20,413	4,3666	0,1173	8,5227
4,3	0,4277	21,405	4,5322	0,1080	9,2591
4,4	0,4255	22,420	4,7017	0,0995	10,052
4,5	0,4236	23,458	4,8751	0,0917	10,905
4,6	0,4217	24,520	5,0523	0,0846	11,822
4,7	0,4199	25,605	5,2334	0,0781	12,806
4,8	0,4183	26,713	5,4184	0,0721	13,862
4,9	0,4167	27,845	5,6073	0,0667	14,992
5,0	0,4152	29,000	5,8000	0,0617	16,203

Tabla 2: Onda de choque normal

EQUIPO A EMPLEAR

El equipo a emplear es la Unidad Hilton de Tobera de distribución de presión de la **Figura 7**. Esta unidad ha sido específicamente diseñada para demostrar los fenómenos asociados al flujo compresible a través de toberas y permitir investigar: la distribución de presión y el flujo másico en toberas convergente y convergente-divergente.

Puesto que la unidad trabaja con aire a temperatura ambiente, se estabiliza rápidamente y su consumo de energía es sólo el necesario para impulsar un compresor relativamente pequeño.

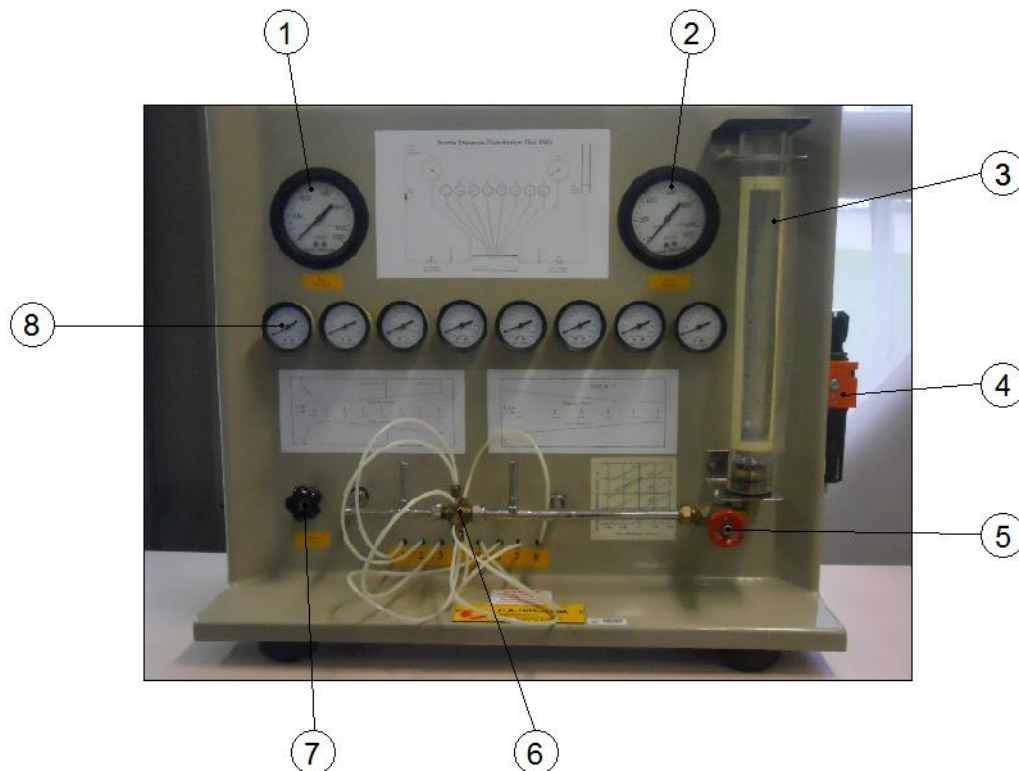


Figura 7: Unidad Hilton de toberas

1. Manómetro de ingreso
2. Manómetro de salida
3. Flujómetro
4. Filtro/regulador de presión
5. Válvula de salida
6. Tobera
7. Válvula de entrada
8. Manómetros intermedios

Descripción del equipo

El equipo consta principalmente de:

-Panel: De tipo banca de plástico reforzado con vitrofibra.

-Válvulas: Una válvula de aguja para dar un control fino de la presión de entrada de aire.

-Filtro de aire/Regulador de presión: Para proveer presión constante, aire limpio y libre de agua a la unidad. Este debe de ser instalado en la cañería entre su servicio de aire comprimido y la unidad, debiendo ser drenado regularmente.

-Toberas: Tres toberas diferentes

1. *Tobera convergente* con seis tomas de presión para una relación de presión de diseño de 0,528.

2. *Tobera convergente-divergente* con cinco tomas de presión para una relación de presión de diseño de 0,18.

3. *Tobera convergente-divergente* con ocho tomas de presión para una relación de diseño de 0,1.

Nota: Cada uno de los puntos o tomas de medición de presión está conectado a su propio manómetro de modo que indica su presión estática.

-Manómetros: Dos tipos de manómetros diferentes

1. Dos manómetros de 0 a 1100 KN/m² para indicar la presión de entrada y salida de aire.

2. Ocho manómetros de -100 a 1100KN/m² para indicar las presiones en las tomas de presión. Estos manómetros están conectados a sus puntos de conexión por cañerías flexibles de alta presión con conexiones moleteadas atornilladas.

-Flujómetro: Flujómetro del tipo de área variable para indicar el flujo de aire en las condiciones estándar (presión atmosférica 101,3KN/m² a una temperatura de 20°C).

Servicios requeridos:

Se requiere un servicio de aire comprimido limpio y libre de agua a una presión de 600 a 900 KN/m² a razón de 8gr/s (7litros/s en condiciones ambientales). Este aire es suministrado por un compresor situado en el propio laboratorio de Mecánica de Fluidos.

Funcionamiento del equipo

El filtro/regulador suministra aire limpio y estabilizado a presión, que pasa a la válvula de control de la presión de entrada. Después de haber colocado y seleccionado la tobera deseada, la presión de entrada se ajusta a un valor determinado y la contrapresión es ajustada con la válvula de salida de la tobera.

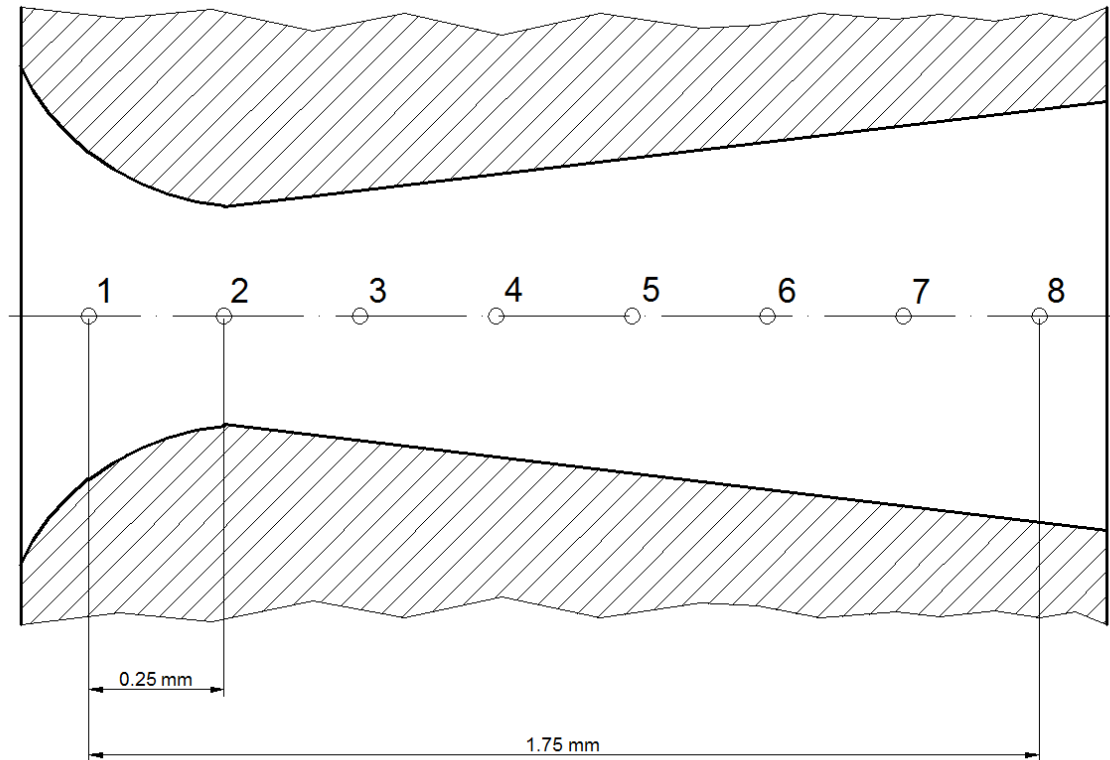
A continuación se indicarán en los manómetros las presiones a lo largo de la línea axial de la tobera.

El aire que circula por la válvula de salida está a una presión mayor que la atmosférica y sale al exterior a través del flujómetro.

Dimensiones e información útil

A continuación se detalla las dimensiones de las distintas toberas.

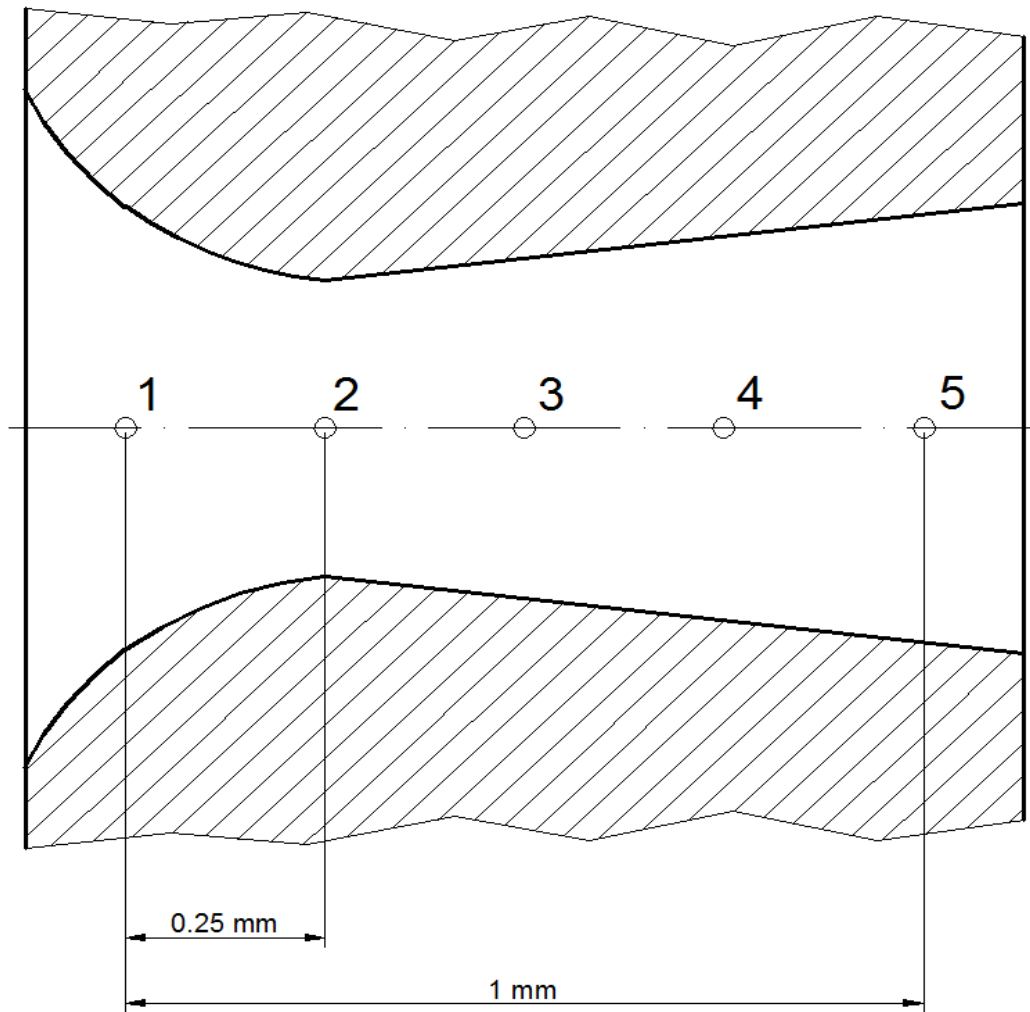
TOBERA A:



Nota: La distancia entre dos puntos de medición de presión es 0,25 mm.

Punto de toma	Diámetro nominal (mm)	A_x/A^*
1	2,40	1,44
2	2,00	1,00
3	2,13	1,13
4	2,26	1,28
5	2,39	1,42
6	2,52	1,59
7	2,66	1,77
8	2,79	1,94
Relación de presión de diseño: 0,10		

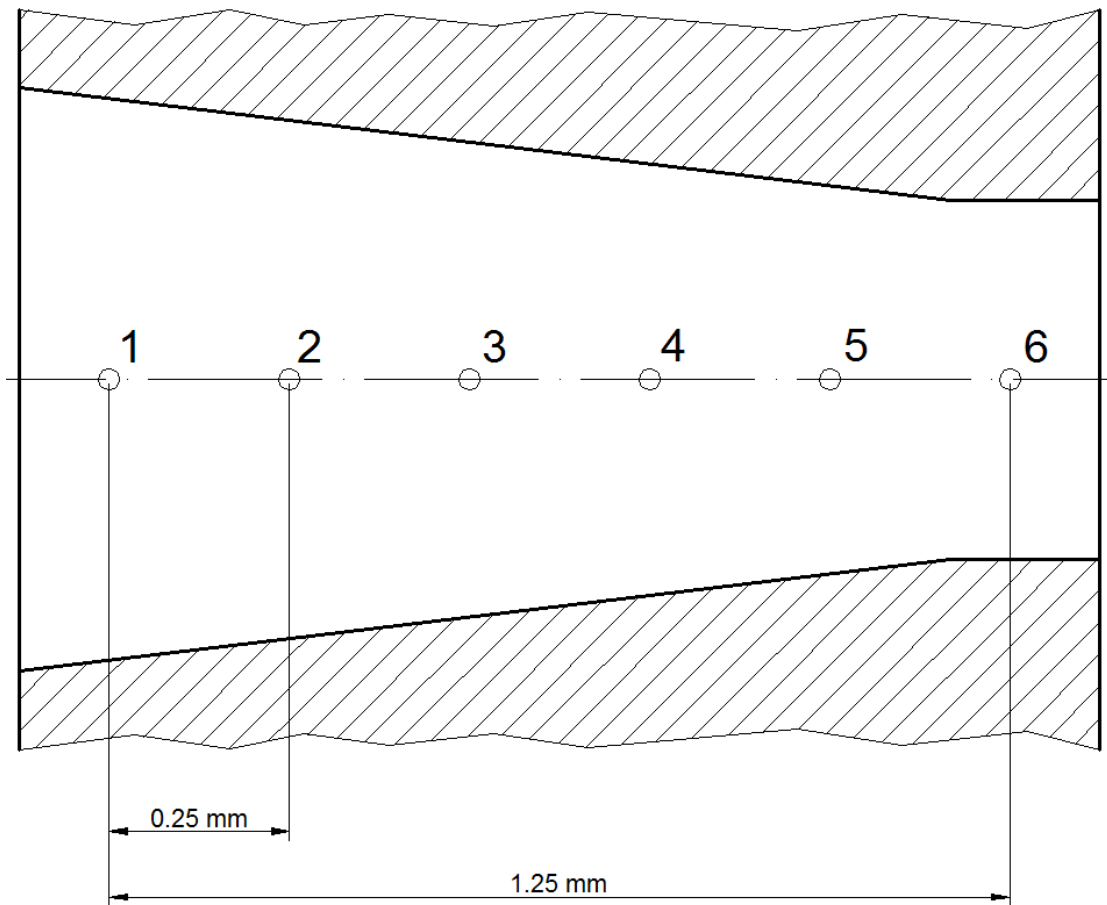
TOBERA B:



Nota: La distancia entre dos puntos de medición de presión es 0,25 mm.

Punto de toma	Diámetro nominal (mm)	A_x/A^*
1	2,40	1,44
2	2,00	1,00
3	2,13	1,13
4	2,26	1,28
5	2,39	1,42
Relación de presión de diseño: 0,18		

TOBERA C:



Nota: La distancia entre dos puntos de medición de presión es 0,25 mm.

Punto de toma	Diámetro nominal (mm)	A_x/A^*
1	2,86	2,05
2	2,65	1,76
3	2,43	1,48
4	2,21	1,22
5	2,03	1,03
6	2,00	1,00
Relación de presión de diseño: 0,528		

Procedimiento a seguir para cambiar una tobera

1. Cierre la válvula de ingreso de aire
2. Desenrosque todas las uniones atornilladas de la tobera.
3. Saque la tobera y colóquela en su caja



Figura 8: Caja con toberas

4. Coja otra tobera y encájela en posición conectando las uniones atornilladas sin apretar.
5. Comenzando por el punto de medición nº 1 conecte el tubo flexible nº 1 al cuerpo de la tobera y apriete firmemente la pequeña unión moleteada.
6. Haga todas las conexiones restantes, en orden, rotando si es necesario.
7. Empuje cualquier conexión no usada hacia atrás dentro del panel.
8. Apriete las uniones moleteadas grandes.

Nota: Ningún utillaje es necesario para cambiar una tobera.

Puntos de medición de presión

Siempre que se use aire comprimido limpio los medidores de presión no deberían obstruirse. Si es evidente que uno se ha obstruido (indicado por cambios lentos o ninguna variación de presión en la lectura del medidor) la tobera deberá sacarse de la unidad.

Los agujeros de medición de presión podrán destaparse sondeando suavemente con un alambre de no más de 0,3 mm de diámetro a través de la conexión atornillada.

MONTAJE EXPERIMENTAL

Se precisa aire comprimido seco a una presión manométrica ajustable desde 50 kN/m² a 600 kN/m².

Para ello conecte la unidad a la toma de aire comprimido más cercana existente en el laboratorio de Mecánica de Fluidos.

El filtro/regulador (4) de la unidad, nos va a permitir ajustar la presión de ingreso (1) deseada, una vez fijada se mantendrá constante y no se variará a lo largo de la práctica.

Una mira de vidrio está fijada al filtro/regulador (4), si se observa agua esta debe ser extraída a partir de la válvula en el extremo inferior de la cubeta.

En estas condiciones la unidad está dispuesta para la realización de la práctica.

TOMA DE DATOS

Condiciones del recinto

Se comenzará midiendo la presión atmosférica y la temperatura del recinto:

Temperatura: se mide en un termómetro situado en el propio laboratorio de Mecánica de Fluidos.

Presión atmosférica: se toma la presión del barómetro del laboratorio.

Para obtener la presión atmosférica en kPa, referida a una temperatura T y a una g estándar se aplica la Ec.37:

$$P_{atm} = (H - 0,3 - 0,000171 \cdot T^a(^\circ\text{C}) \cdot H) \cdot g_{estandar} \cdot \rho_{Hg} \cdot 10^{-6} \quad (37)$$

Siendo:

H:	La altura en mm de la columna de Hg
$g_{estandar}$:	$9,80665 \text{ m/s}^2$
ρ_{Hg} :	$13595,1 \text{ Kg/m}^3$

Conocida la presión atmosférica se calcula la presión absoluta con la Ec.38:

$$P_{abs} = P_{atm} + P_{man} \quad (38)$$

Toma de datos experimentales

Para la toma de datos se procederá de la siguiente forma:

- Cierre la válvula de ingreso (7) y ajuste la tobera (6) correspondiente en el equipo.
- Ajuste la presión de ingreso (1) y la contrapresión (2) a 600 kN/m^2 (kPa) y anote los valores de presión de los manómetros (8) situados a lo largo de la línea axial de la tobera.
- Vaya disminuyendo la contrapresión (2) de 50 en 50 kN/m^2 , manteniendo en todo momento la presión de ingreso (1) en el valor seleccionado, anotándose en cada decremento los valores de los manómetros (8).
- Repita todo lo anterior con las otras dos toberas.

TRABAJO A REALIZAR

- i) Construcción de gráficos de “perfil de presión”.
Se trata de representar para cada relación de presiones entre la salida y la entrada (P_s/P_i) los parámetros adimensionales (P_x/P_i) en función de la relación de áreas (A_x/A^*).
- A_x/A^* : Siendo A_x el área donde están colocados los manómetros y A^* el área de la garganta.
- P_x/P_i : Siendo P_x la presión medida en cada uno de los puntos de toma de presión y P_i la presión de ingreso. Las presiones deben expresarse en presiones absolutas.
- ii) Comparación de los gráficos “perfil de presión” con los de una tobera isoentrópica de las mismas dimensiones en los casos siguientes:

-Para flujo isoentrópico subsónico en aquellas relaciones de presión en el que se verifique que aún habiéndose alcanzado las condiciones sónicas en la garganta el flujo fluye en régimen subsónico. Y, flujo isoentrópico supersónico en aquellas relaciones de presión en las que las toberas operan en las condiciones de diseño.
- iii) Aplicación de las relaciones obtenidas en las ondas de choque normal para el caso de la tobera convergente-divergente.

-Sobre un gráfico de “perfil de presión” de una de las dos toberas convergente-divergente (tobera A o B) en que se ponga de manifiesto este fenómeno, se representarán haciendo los cálculos oportunos el flujo isoentrópico aguas arriba y aguas abajo de la onda y las relaciones de presión obtenidas en la onda de choque.
- iv) Discusión de los resultados obtenidos en los tres puntos anteriores.

DESARROLLO DE LA PRÁCTICA

Se comenzará midiendo la presión atmosférica y la temperatura del recinto.

La temperatura se mide en un termómetro situado en el propio laboratorio de Mecánica de Fluidos, siendo $T=22,2^{\circ}\text{C}$.

La presión atmosférica se obtiene con la Ec. 37.

$$P_{atm} = (H - 0,3 - 0,000171 \cdot T^a(^{\circ}\text{C}) \cdot H) \cdot g_{estandar} \cdot \rho_{Hg} \cdot 10^{-6} = 96,19 \text{ KPa} \quad (37)$$

Siendo:

H: La altura en mm de la columna de Hg; $H=735\text{mm}$ de Hg
 $g_{estandar}$: $9,80665 \text{ m/s}^2$
 ρ_{Hg} : $13595,1 \text{ Kg/m}^3$

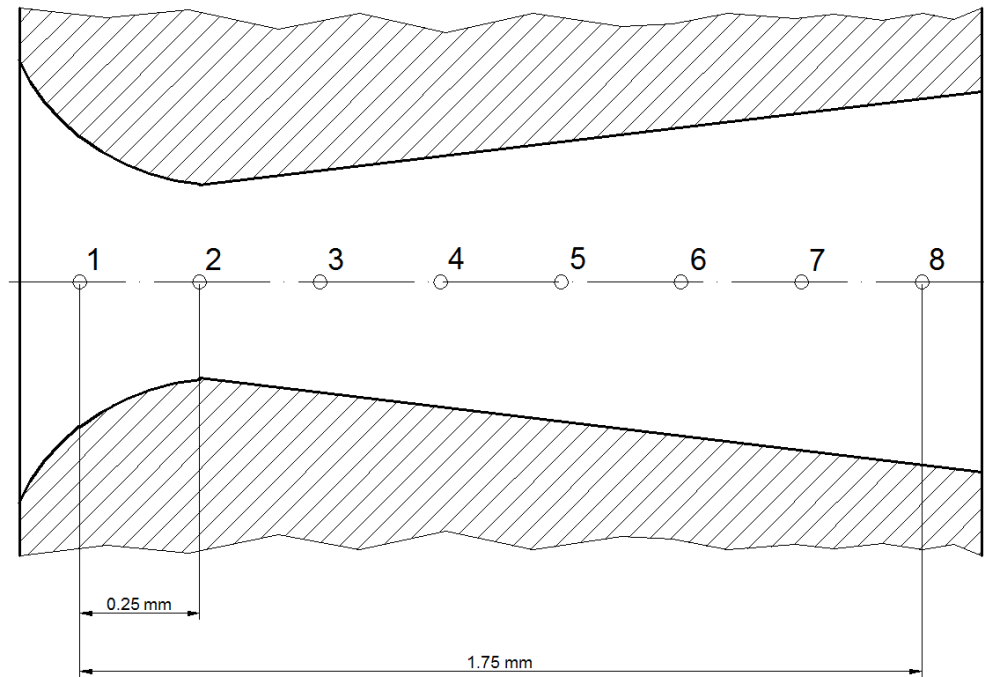
Conocida la presión atmosférica se calcula la presión absoluta con la Ec.38:

$$P_{abs} = P_{atm} + P_{man} \quad (38)$$

El proceso a seguir para la realización de la práctica consiste en una vez ha sido colocada la tobera objeto de estudio, ajustar la presión de ingreso y la contrapresión a un valor de 600kN/m^2 (6 bar) y anotar los valores de presión de los manómetros situados a lo largo de la línea axial de la tobera. A continuación mantenga la presión de ingreso constante y vaya disminuyendo la contrapresión de 50 en 50 kN/m^2 anotando en cada decremento los valores de los manómetros. Este proceso se hará con las tres toberas, una convergente y dos convergente-divergente, aunque para la realización de la práctica por parte del alumnado es más que suficiente estudiar la tobera convergente y una de los dos convergente-divergente.

Así, se comenzará con la tobera A. En la siguiente hoja se detalla las dimensiones de la tobera y la relación de presión isoentrópica (P_x/P_0) en cada una de las secciones donde se encuentran las tomas de presión.

TOBERA A:



Nota: La distancia entre dos puntos de medición de presión es 0,25 mm.

Punto de toma	Diámetro nominal (mm)	A_x/A^*	P_x/P_0 ($M \leq 1$)	P_x/P_0 ($M \geq 1$)
1	2,40	1,44	0,864	-
2	2,00	1,00	0,528	0,528
3	2,13	1,13	0,745	0,304
4	2,26	1,28	0,820	0,220
5	2,39	1,42	0,860	0,178
6	2,52	1,59	0,896	0,142
7	2,66	1,77	0,913	0,118
8	2,79	1,95	0,930	0,098

Relación de presión de diseño: 0,10

Para la tobera A las lecturas de los manómetros están recogidas en la siguiente tabla:

Tobera: A			Presión de ingreso:600 kN/m ²			Presión atmosférica:96,19kN/m ²		
P _s (kN/m ²)	P ₁ (kN/m ²)	P ₂ (kN/m ²)	P ₃ (kN/m ²)	P ₄ (kN/m ²)	P ₅ (kN/m ²)	P ₆ (kN/m ²)	P ₇ (kN/m ²)	P ₈ (kN/m ²)
600	570	558	550	560	565	570	580	578
550	556	438	450	470	486	502	510	516
500	550	336	344	408	423	448	460	462
450	545	286	280	340	360	390	400	415
400	545	286	240	282	305	340	342	360
350	545	286	135	200	240	270	290	300
300	545	286	135	100	186	222	240	250
250	545	286	135	80	100	180	188	200
200	545	286	135	80	50	120	140	150
150	545	286	135	80	50	20	18	91
100	545	286	135	80	50	20	18	0
50	545	286	135	80	50	20	10	-18

A continuación se expresan las presiones de la tabla anterior en absolutas:

Tobera: A			Presión de ingreso:600 kN/m ²			Presión atmosférica:96,19kN/m ²		
P _s (kN/m ²)	P ₁ (kN/m ²)	P ₂ (kN/m ²)	P ₃ (kN/m ²)	P ₄ (kN/m ²)	P ₅ (kN/m ²)	P ₆ (kN/m ²)	P ₇ (kN/m ²)	P ₈ (kN/m ²)
696,19	666,19	654,19	646,19	656,19	661,19	666,19	676,19	674,19
646,19	652,19	534,19	546,19	566,19	582,19	598,19	606,19	612,19
596,19	646,19	432,19	440,19	504,19	519,19	544,19	556,19	558,19
546,19	641,19	382,19	376,19	436,19	456,19	486,19	496,19	511,19
496,19	641,19	382,19	336,19	378,19	401,19	436,19	438,19	456,19
446,19	641,19	382,19	231,19	296,19	336,19	366,19	386,19	396,19
396,19	641,19	382,19	231,19	196,19	282,19	318,19	336,19	346,19
346,19	641,19	382,19	231,19	176,19	196,19	276,19	284,19	296,19
296,19	641,19	382,19	231,19	176,19	146,19	216,19	236,19	246,19
246,19	641,19	382,19	231,19	176,19	146,19	116,19	114,19	187,19
196,19	641,19	382,19	231,19	176,19	146,19	116,19	114,19	96,19
146,19	641,19	382,19	231,19	176,19	146,19	116,19	106,19	78,19

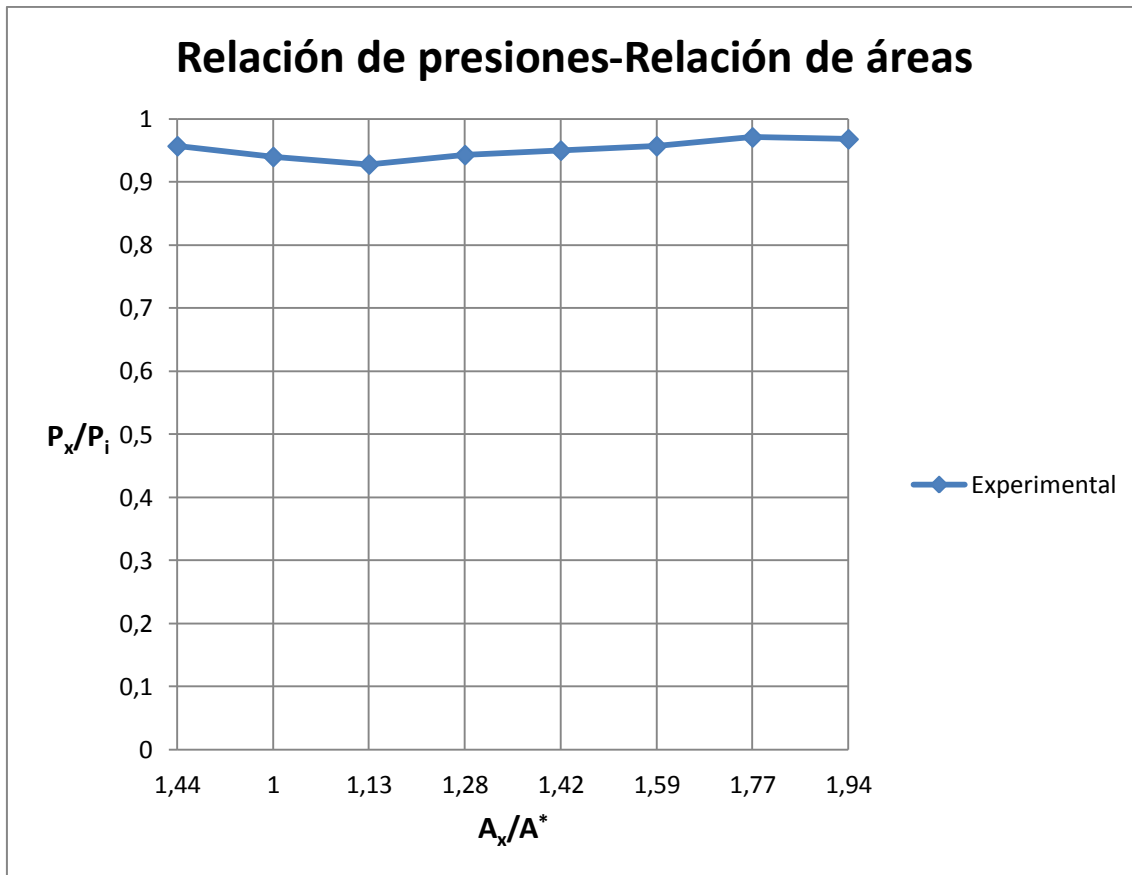
En la siguiente tabla se divide las presiones obtenidas en los manómetros (en absolutas) entre la presión de ingreso (también en absolutas) y se relaciona con la relación de áreas A_x/A^* en cada uno de los puntos de toma de presión de la tobera.

Se divide las diferentes presiones entre la presión de ingreso ya que $P_x/P_i \approx P_x/P_0$. Esto es debido a que cuando se encuentra la válvula a la salida de la tobera cerrada y ambos manómetros, entrada y contrapresión, dando el mismo valor, el flujo de aire es prácticamente nulo, es decir, la velocidad del fluido es casi nula y, por tanto, éstas son las condiciones de remanso.

Tobera: A					Presión de ingreso (absolutas): 696,19 kN/m ²			
A_x/A^*	1,44	1,00	1,13	1,28	1,42	1,59	1,77	1,94
P_x/P_i	P_1/P_i	P_2/P_i	P_3/P_i	P_4/P_i	P_5/P_i	P_6/P_i	P_7/P_i	P_8/P_i
1,000	0,957	0,940	0,928	0,943	0,950	0,957	0,971	0,968
0,928	0,937	0,767	0,784	0,813	0,836	0,859	0,871	0,879
0,856	0,928	0,621	0,632	0,724	0,746	0,782	0,799	0,802
0,785	0,921	0,549	0,540	0,627	0,655	0,698	0,713	0,734
0,713	0,921	0,549	0,483	0,543	0,576	0,627	0,629	0,655
0,641	0,921	0,549	0,332	0,425	0,483	0,526	0,555	0,569
0,569	0,921	0,549	0,332	0,282	0,405	0,457	0,483	0,497
0,497	0,921	0,549	0,332	0,253	0,282	0,397	0,408	0,425
0,425	0,921	0,549	0,332	0,253	0,210	0,311	0,339	0,354
0,354	0,921	0,549	0,332	0,253	0,210	0,167	0,164	0,269
0,282	0,921	0,549	0,332	0,253	0,210	0,167	0,164	0,138
0,210	0,921	0,549	0,332	0,253	0,210	0,167	0,153	0,112

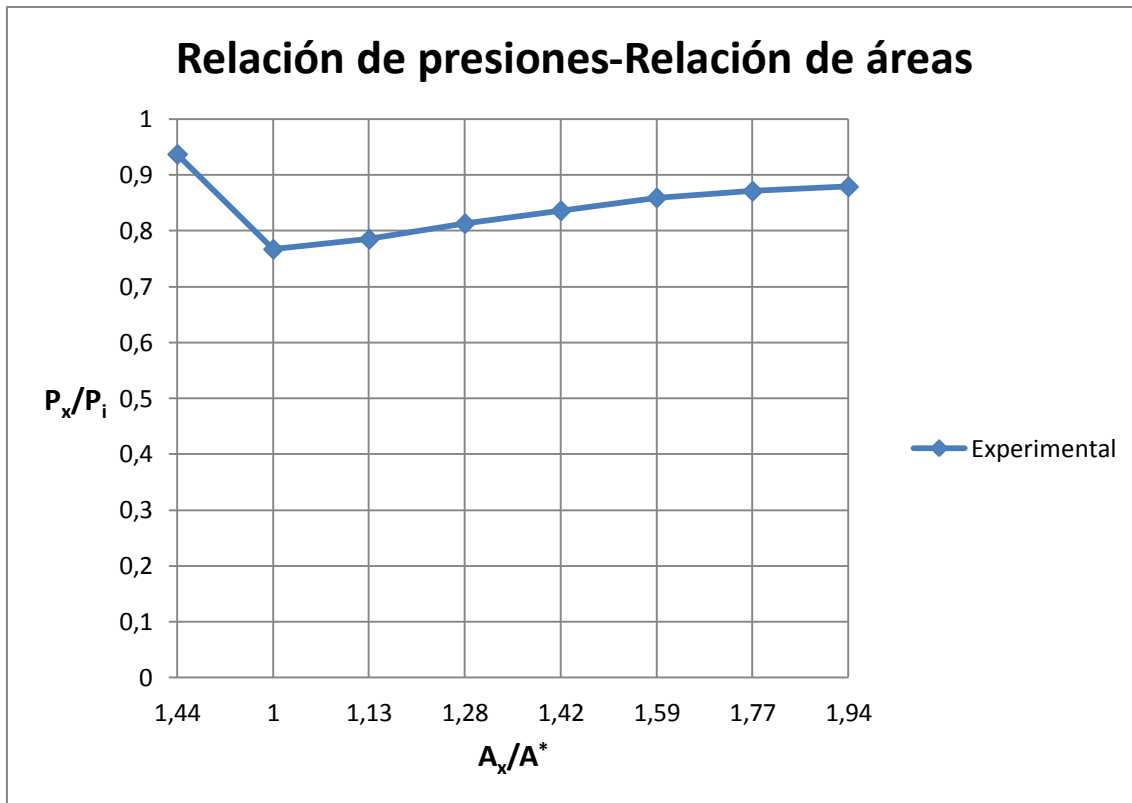
Con los valores recogidos en esta tabla se construye los perfiles de presión en función de la relación de áreas de la tobera.

$P_s/P_i=1$



La contrapresión no es lo suficientemente baja como para provocar flujo sónico en la garganta, ya que $P_2/P_i=0,940 > 0,528$ y, por tanto, el flujo es subsónico en toda la tobera.

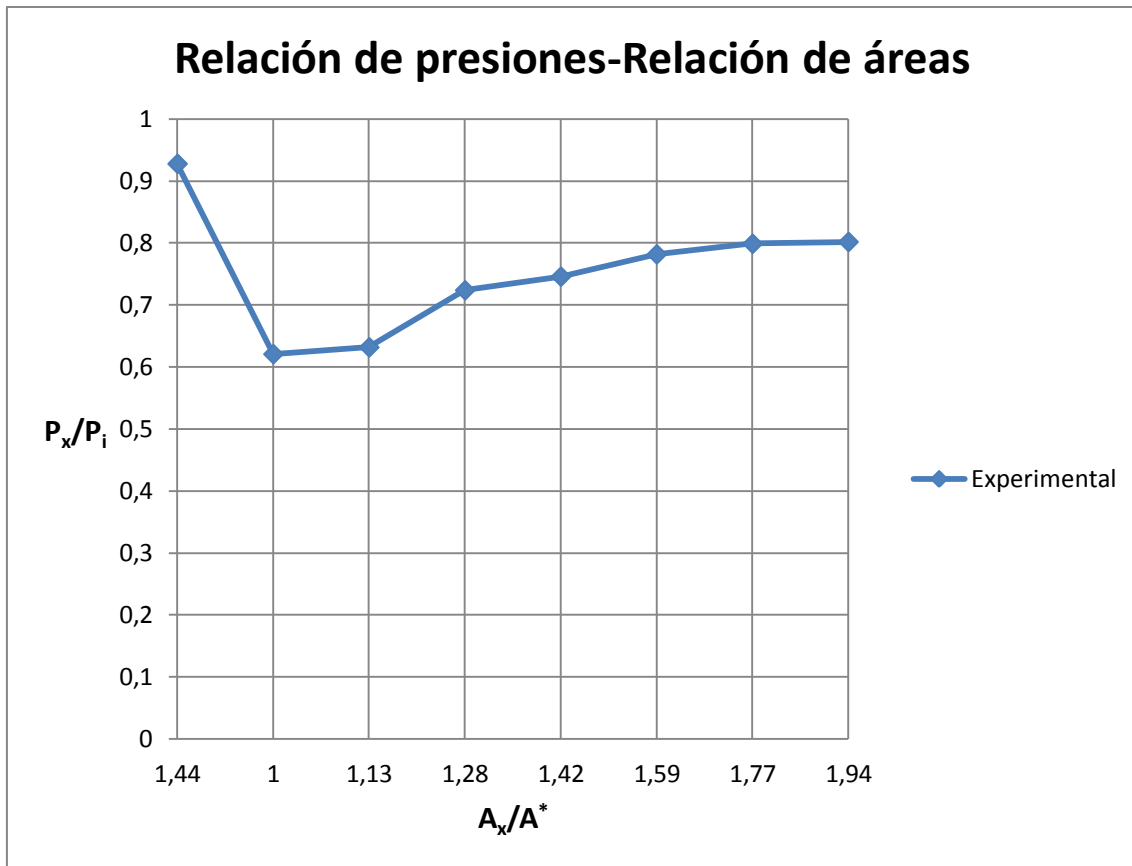
$P_s/P_i=0,928$



En la siguiente gráfica se puede ver como una disminución adicional en la contrapresión sigue produciendo flujo subsónico en toda la tobera ya que la relación de presiones en la garganta es mayor que la crítica, $P_2/P_i=0,767>0,528$.

La mayor velocidad y menor presión ocurre en la garganta y la parte divergente actúa como un difusor en el que la presión crece y la velocidad decrece en la velocidad del flujo.

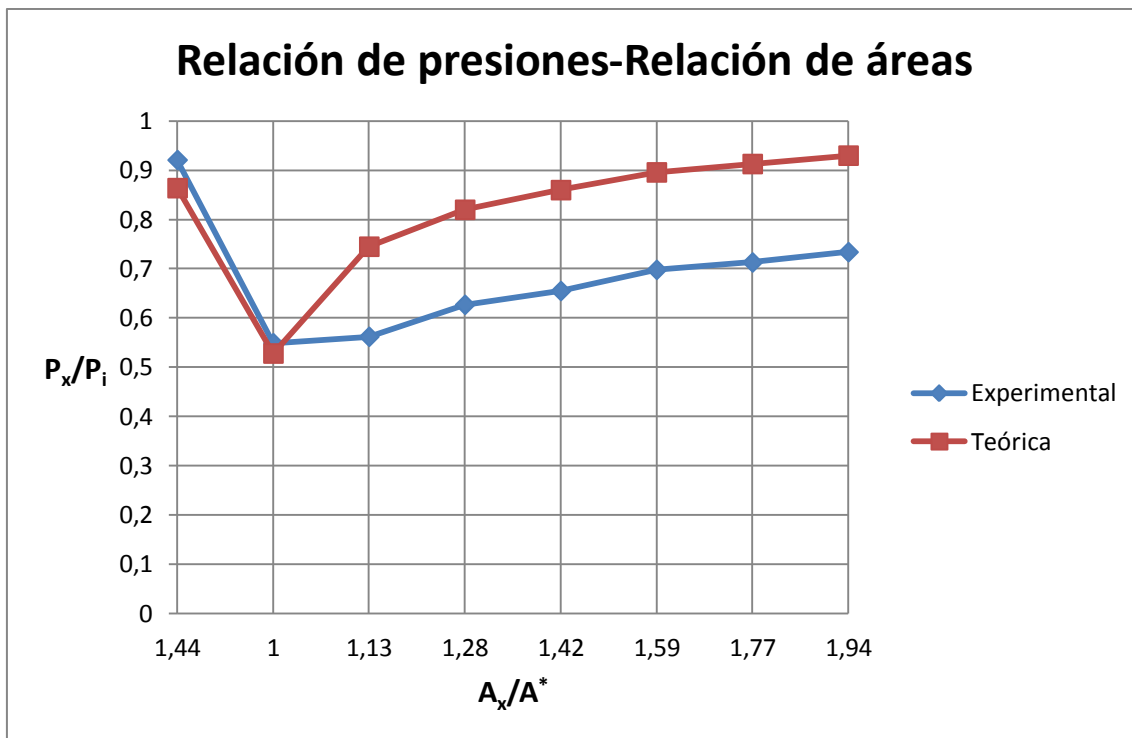
$P_s/P_i=0,856$



Si la contrapresión se reduce más, el flujo másico y la velocidad en la garganta son mayores que antes, no obstante, el flujo permanece subsónico a lo largo de toda la tobera.

En esta ocasión, la relación de presiones en la garganta es bastante parecida a la crítica, $P_2/P_i=0,621 \approx 0,528$, por lo que en ese punto se estará muy cerca de llegar a las condiciones sónicas. Como antes, la mayor velocidad y menor presión aparecen en la garganta y la zona divergente actúa como un difusor subsónico.

$$P_s/P_i=0,785$$



En la gráfica están representadas 2 curvas distintas: la roja corresponde a la calculada mediante la teoría isentrópica y la azul la obtenida de forma experimental.

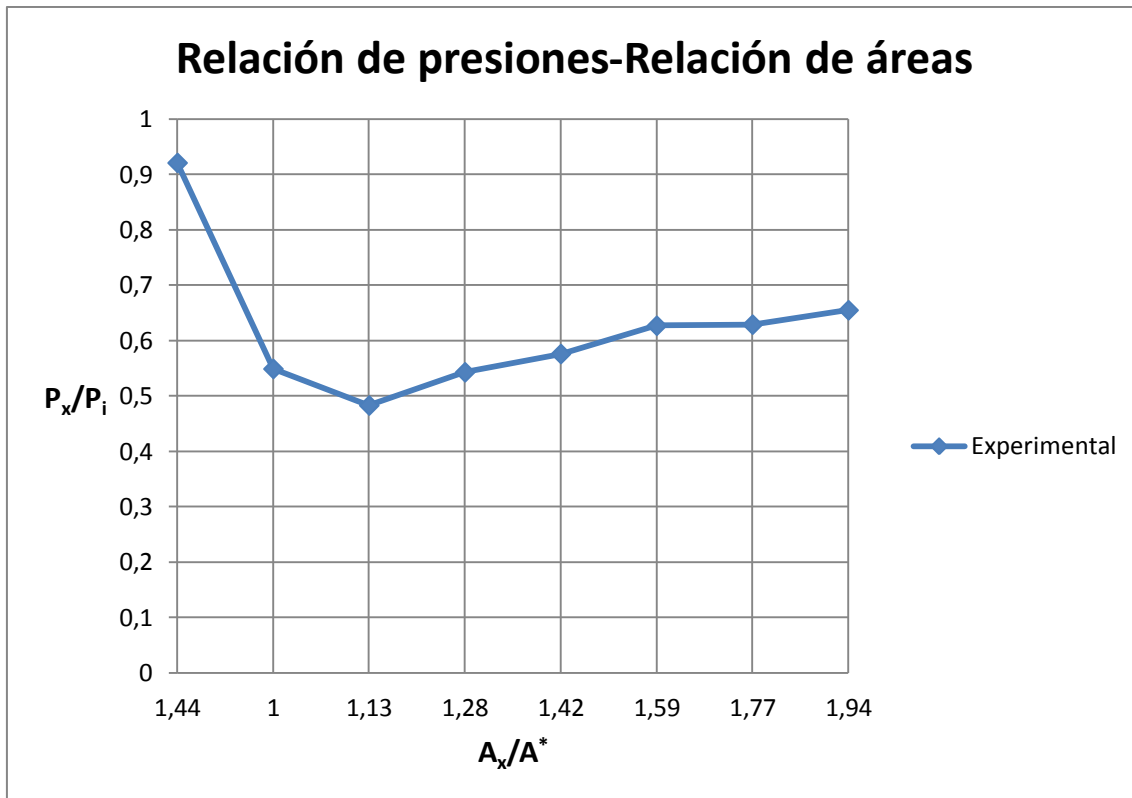
Se puede ver que un decremento adicional en la contrapresión produce flujo sónico en la garganta y un regreso al flujo subsónico en la parte divergente de la tobera.

Observando la relación de presiones obtenida en la garganta se comprueba la validez de la teoría isentrópica, puesto que establece las condiciones sónicas en la garganta para una relación de presiones igual a 0,528.

Si bien, el regreso al flujo subsónico en la parte divergente resulta ser a una presión inferior, probablemente debido a que las presiones en cada sección de la tobera son obtenidas en la pared de la tobera, pudiendo ser estas influenciadas por el espesor de la capa límite y las turbulencias que se puedan producir.

Respecto al flujo másico, al haber llegado a condiciones sónicas en la garganta, éste es máximo y se dice que la tobera se encuentra estrangulada para unas determinadas condiciones de remanso.

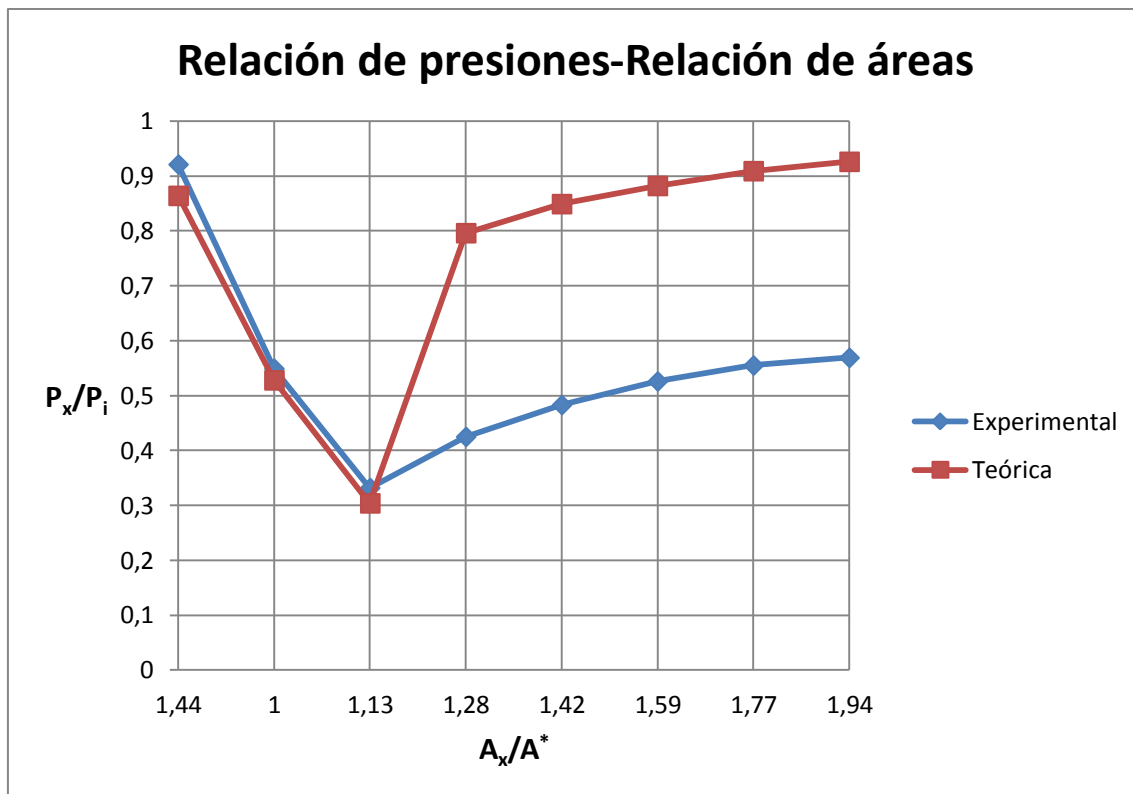
$P_s/P_i=0,713$



Cuando la contrapresión se reduce aún más, el flujo a través de la zona convergente y en la garganta no cambian. Sin embargo, las condiciones dentro de la zona divergente se alteran.

La garganta se encuentra en condiciones sónicas. A continuación de la garganta, el fluido continúa su expansión y se transforma en supersónico en la zona divergente justo corriente abajo de la garganta pero, dicha expansión es interrumpida súbitamente mediante una onda de choque normal, tal como lo indica el aumento súbito de presión entre $A_x/A^*=1,13$ y $A_x/A^*=1,28$. Después del choque hay un incremento de presión rápido e irreversible, acompañado por un descenso rápido en flujo supersónico a subsónico. El conducto divergente, aguas abajo de la onda de choque, actúa como un difusor subsónico en el que el flujo continúa desacelerándose y la presión creciendo hasta igualar la contrapresión impuesta a la salida.

$P_s/P_i=0,641$



Al igual que en el caso anterior, se intuye que la onda de choque se produce entre $A_x/A^*=1,13$ y $A_x/A^*=1,28$ debido al incremento de presión que hay. Pero en esta ocasión el incremento de presión es más grande que en el caso que le precede debido a que ocurre para un número de Mach mayor. Así, se aplicará las relaciones isoentrópicas para una onda de choque normal.

Se sabe que el flujo aguas arriba de la onda de choque es supersónico y satisface la teoría isoentrópica, por tanto, conociendo la posición de la onda de choque, la cual puede determinarse por un aumento brusco en la distribución de presiones, se podrá conocer el número de Mach correspondiente al flujo supersónico en la sección previa a ocurrir la onda. Conociendo la relación de áreas de esa sección se determinará gracias a la teoría isoentrópica el número de Mach del flujo.

Observando la gráfica se puede ver que la onda se encuentra entre $A_x/A^*=1,13$ y $A_x/A^*=1,28$. Para una relación de áreas igual a 1,13 en flujo supersónico el número de Mach resulta ser $M_1=1,43$. Conocido el número de Mach del flujo en la sección anterior de producirse la onda de choque y llevándolo a la tabla correspondiente a la onda de choque normal para gas ideal con $\gamma=1,4$, se halla el número de Mach después de la onda, teniendo en cuenta que ahora el flujo es subsónico, y la nueva relación de áreas críticas ha cambiado ya que la garganta sónica o crítica aumenta al atravesar la onda de choque. Los subíndices 1 y 2 denotan aguas arriba y aguas abajo de producirse la onda.

$$M_1 = 1,43 \rightarrow M_2 = 0,7274 ; \frac{A_2^*}{A_1^*} = 1,0522$$

Conocida la nueva relación de áreas se lleva a la tabla de flujo isoentrópico, sabiendo que el flujo es subsónico y satisface la teoría isoentrópica, y así, se determina la relación de presiones de los puntos aguas abajo de la onda.

Así por ejemplo, para el punto de medición nº 4 cuya relación de áreas es $A_x/A^* = 1,28$, la nueva relación de áreas y de presiones será:

$$\frac{A_4}{A_2^*} = \frac{A_4}{1,0522 \cdot A_1^*} = \frac{\frac{\pi}{4} \cdot 2,26^2}{\frac{\pi}{4} \cdot 2^2 \cdot 1,0522} = 1,214 ; \frac{P_4}{P_0} = 0,796$$

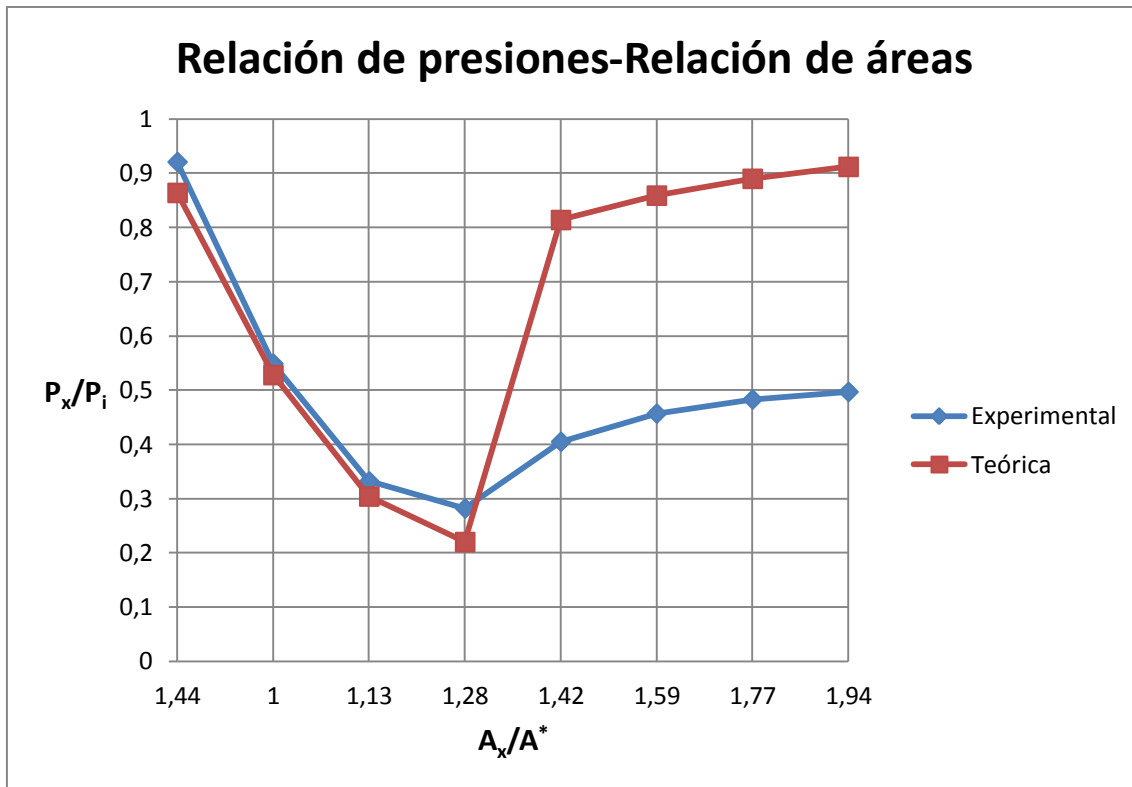
Repetiendo lo anterior con las demás relaciones de áreas se llega a lo siguiente:

Punto de medición	A_x/A_1^*	A_x/A_2^*	P_x/P_0
5	1,42	1,36	0,849
6	1,59	1,51	0,882
7	1,77	1,68	0,909
8	1,94	1,85	0,926

Una vez calculados todos los datos se representan en la gráfica la curva experimental y la teórica. En ella se puede ver que de $A_x/A^* = 1,44$ hasta $A_x/A^* = 1,13$ ambas curvas son muy parecidas pero una vez se produce la onda de choque la diferencia de presiones es significativa. Esta diferencia puede ser debida a que las medidas reales son efectuadas en la pared de la tobera pudiéndose ver afectadas por la capa límite o por la turbulencia que pudiera haber.

En la parte divergente, aguas abajo de la onda de choque, actúa como un difusor subsónico en el que el flujo continúa desacelerándose y la presión creciendo hasta igualar la contrapresión impuesta a la salida.

$P_s/P_i=0,569$



En la gráfica se puede ver como al reducir la contrapresión la localización de la onda de choque se desplaza aguas abajo. En esta ocasión la onda de choque se encuentra entre $A_x/A^*=1,28$ y $A_x/A^*=1,42$.

Para $A_x/A^*=1,28$ se tiene:

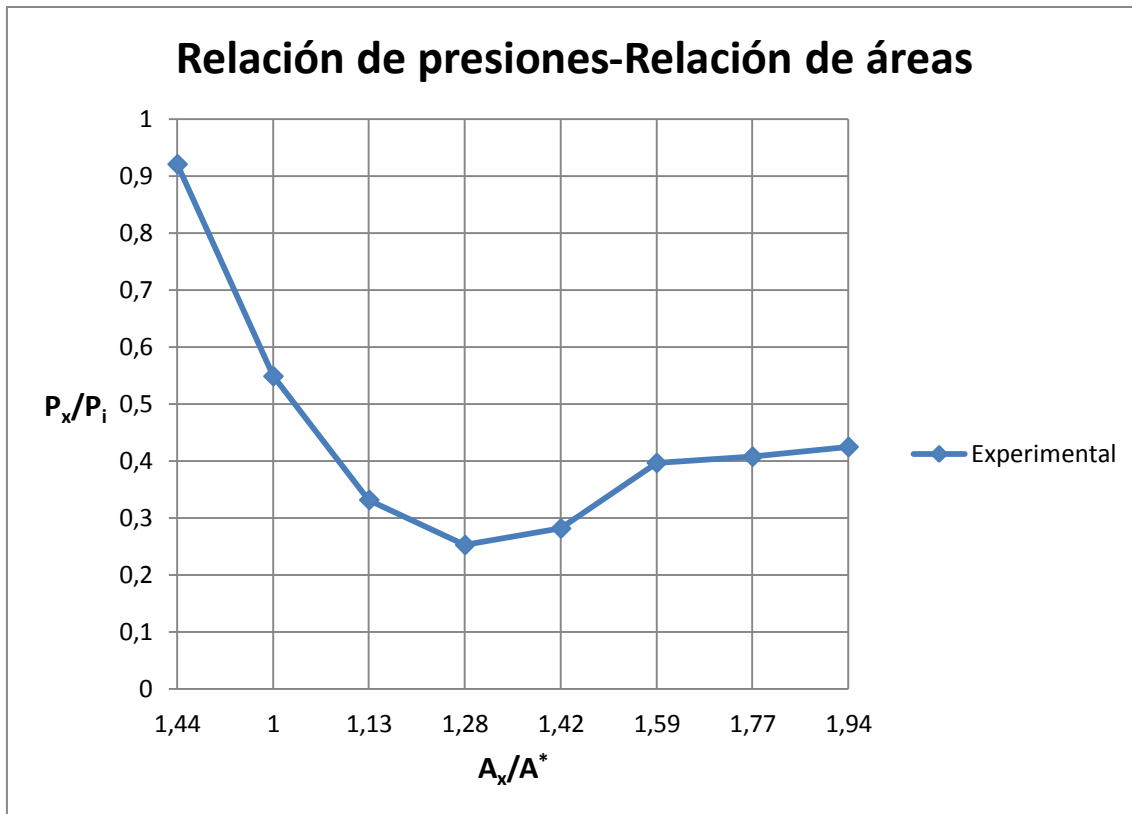
$$M_1 = 1,64 \rightarrow M_2 = 0,657 ; \frac{A_2^*}{A_1^*} = 1,1365$$

Repitiendo todo lo descrito en el caso anterior se obtienen los siguientes resultados:

Punto de medición	A_x/A_1^*	A_x/A_2^*	P_x/P_0
5	1,42	1,257	0,814
6	1,59	1,397	0,859
7	1,77	1,556	0,890
8	1,94	1,712	0,912

Con respecto a la situación anterior se puede ver que tanto la relación de áreas (A_x/A_2^*) como la de presiones han disminuido (P_x/P_0) para un mismo punto de medición de presión. La diferencia de presiones entre la curva experimental y la teórica puede ser debida a que las medidas reales son efectuadas en la pared de la tobera pudiéndose ver afectadas por la capa límite o por la turbulencia que pudiera haber.

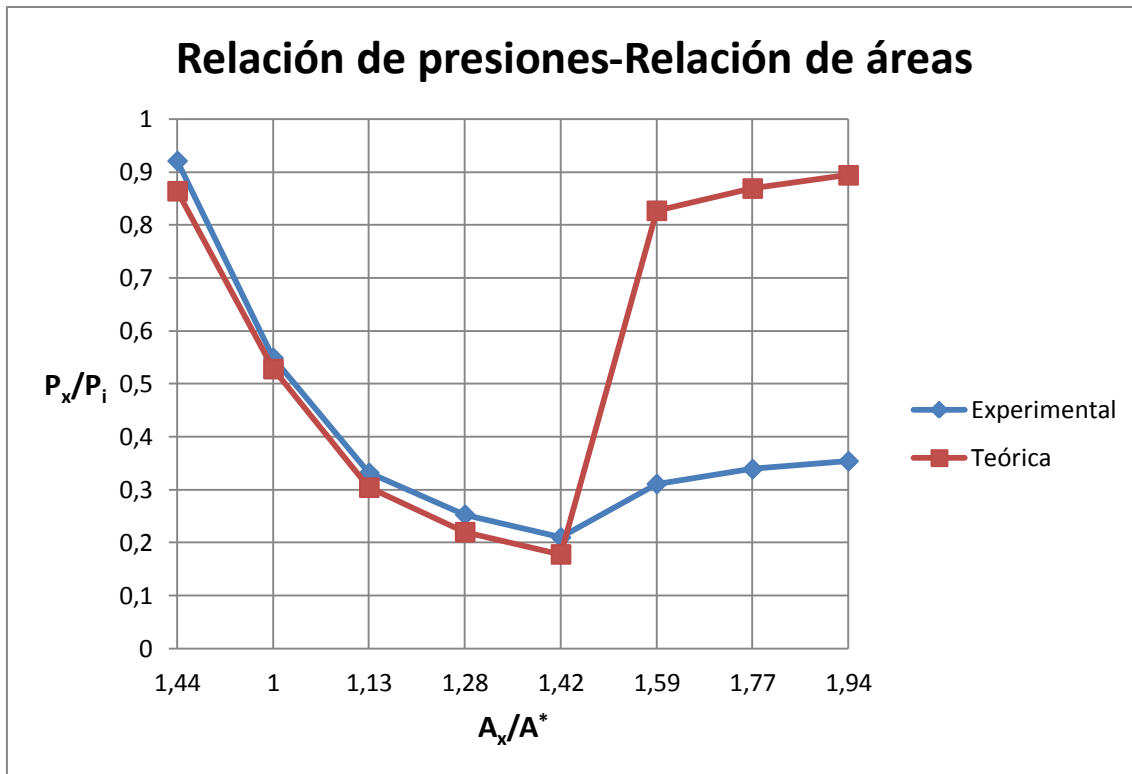
$P_s/P_i=0,497$



En esta gráfica podemos ver que la onda de choque se encuentra entre $A_x/A^*=1,28$ y $A_x/A^*=1,42$. Aunque en esta ocasión la localización de la onda se encuentre entre las dos mismas secciones que en el caso anterior no quiere decir que la onda se haya producido en el mismo lugar. La onda, al disminuir la contrapresión, tiende a alejarse de la garganta. Pero si tenemos en cuenta que el espesor de una onda de choque es de aproximadamente de 10^{-6} m, y que la distancia entre dos tomas de medición de presión es de 0,25mm. Estamos hablando que una onda de choque es por lo menos 250 veces menor que la distancia entre dos tomas de medición de presión. Por tanto, con la gráfica delante, no resulta extraño pensar que la onda no se “haya movido” respecto a la situación anterior aun habiendo disminuido la contrapresión.

Si se dibujase la curva isentrópica nos saldría la misma que en la situación anterior ya que lo único que sabemos es que la onda se encuentra entre 1,28 y 1,42.

$P_s/P_i=0,425$



En la gráfica se puede ver como al reducir la contrapresión la localización de la onda de choque se desplaza aguas abajo, alejándose cada vez más de la garganta. En esta ocasión la onda de choque se encuentra entre $A_x/A^*=1,42$ y $A_x/A^*=1,59$.

Para $A_x/A^*=1,42$ se tiene:

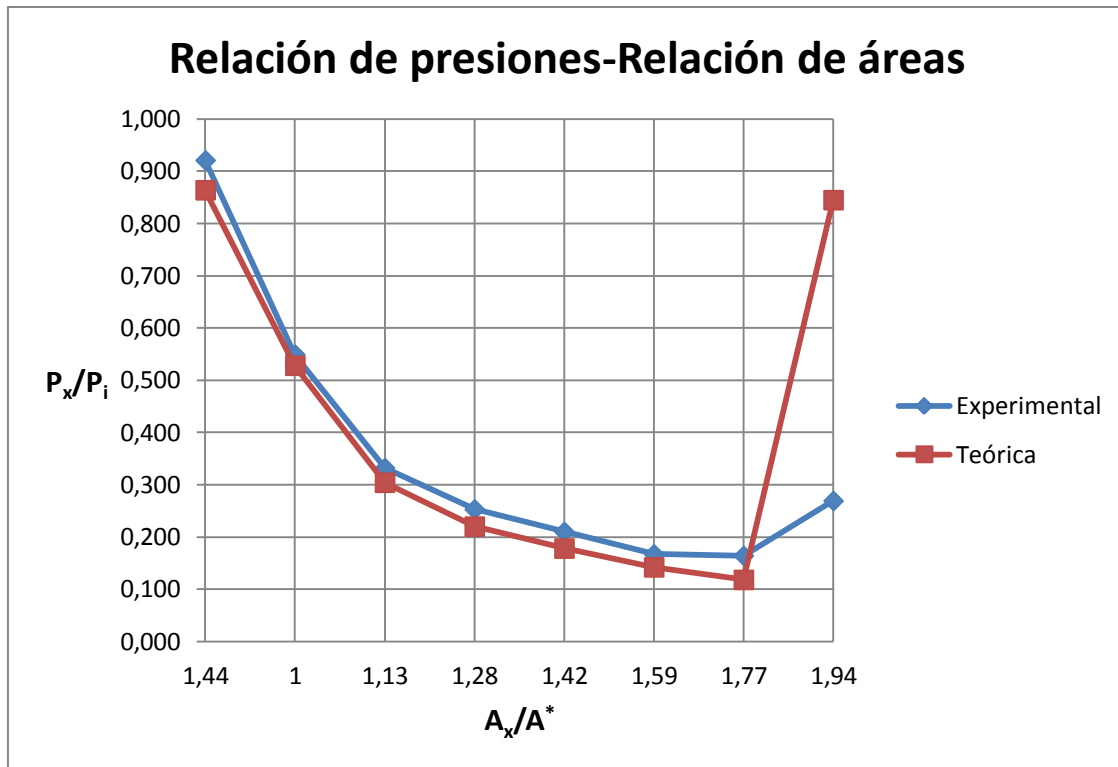
$$M_1 = 1,80 \rightarrow M_2 = 0,616 ; \frac{A_2^*}{A_1^*} = 1,2305$$

Repitiendo todo el proceso anterior se obtienen los siguientes resultados:

Punto de medición	A_x/A_1^*	A_x/A_2^*	P_x/P_0
6	1,59	1,290	0,827
7	1,77	1,438	0,869
8	1,94	1,582	0,894

La diferencia de presiones entre una curva y otra puede ser debida a que las medidas reales son efectuadas en la pared de la tobera pudiéndose ver afectadas por la capa límite o por la turbulencia que pudiera haber.

$P_s/P_i=0,354$



Con mayores reducciones en la contrapresión la localización de la onda de choque se aleja de la garganta, aguas abajo, hasta que se sitúa justo a la salida de la tobera. En esta ocasión la onda de choque se encuentra entre $A_x/A^*=1,77$ y $A_x/A^*=1,94$.

Para $A_x/A^*=1,77$ se tiene:

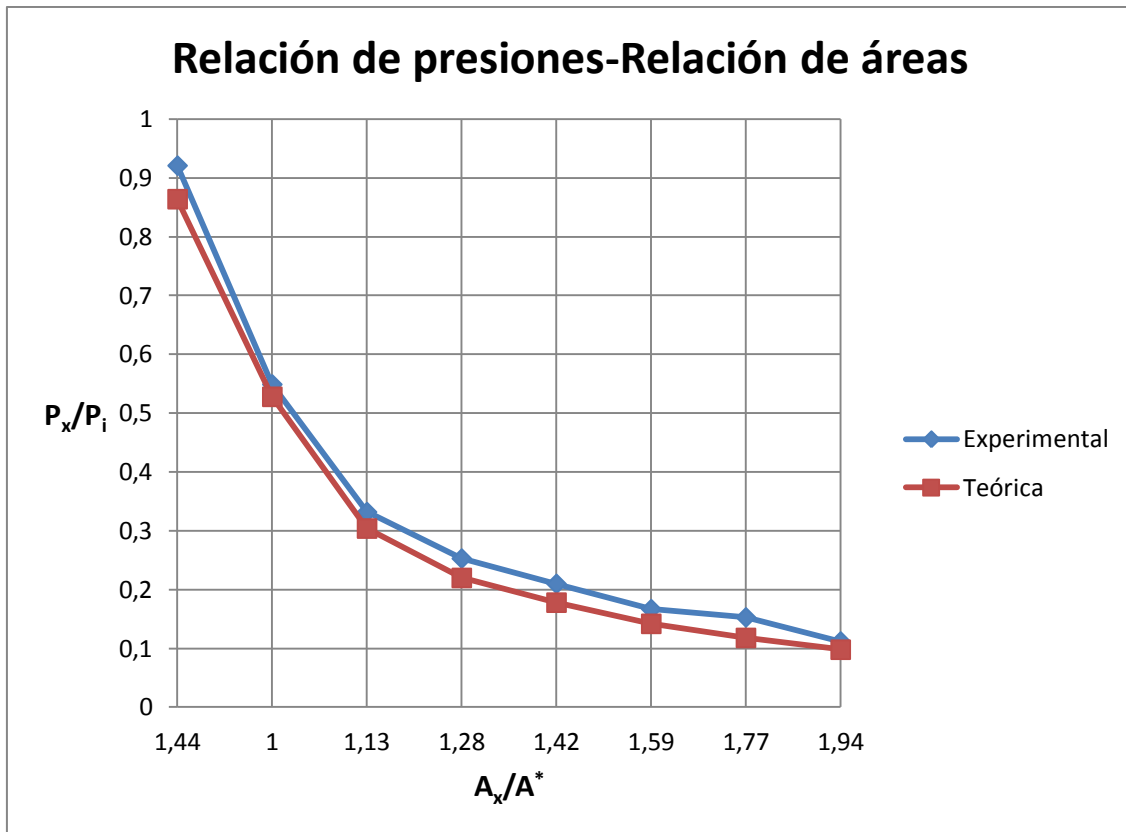
$$M_1 = 2,06 \rightarrow M_2 = 0,568 ; \frac{A_2^*}{A_1^*} = 1,4433$$

Para el punto de medición nº 8 cuya relación de áreas es $A_x/A^*=1,77$, la nueva relación de áreas y de presiones será:

$$\frac{A_8}{A_2^*} = \frac{A_8}{1,4433 \cdot A_1^*} = \frac{\frac{\pi}{4} \cdot 2,79^2}{\frac{\pi}{4} \cdot 2^2 \cdot 1,4433} = 1,348 ; \frac{P_8}{P_0} = 0,845$$

La diferencia de presiones puede ser debida a que las medidas reales son efectuadas en la pared de la tobera pudiéndose ver afectadas por la capa límite o por la turbulencia que pudiera haber.

$$P_s/P_i=0,282$$



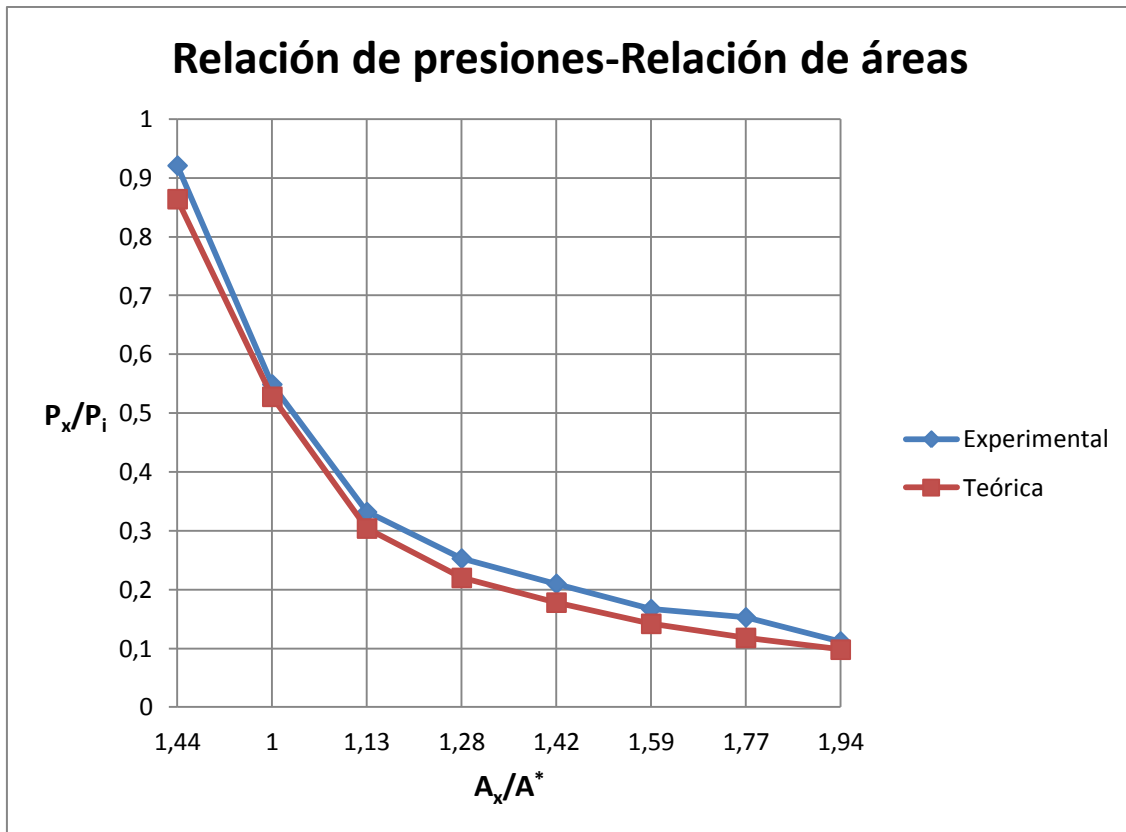
En la gráfica está dibujada la curva experimental y la dada por la teoría isoentrópica. Comparándolas se puede ver que son prácticamente iguales por lo que se comprueba la validez de la teoría isoentrópica.

En esta ocasión, el flujo a lo largo de la tobera es isoentrópico, con flujo subsónico en la parte convergente, $M=1$ en la garganta, y flujo supersónico en la parte divergente.

El ajuste al cambio de la contrapresión ocurre fuera de la tobera. La presión decrece continuamente cuando el fluido se expande isoentrópicamente a través de la tobera y crece hasta la contrapresión fuera de la tobera. La compresión que ocurre fuera de la tobera implica una onda de choque oblicua.

Las variaciones de presión fuera de la tobera provocadas por las ondas oblicuas no pueden predecirse utilizando un modelo de flujo unidimensional.

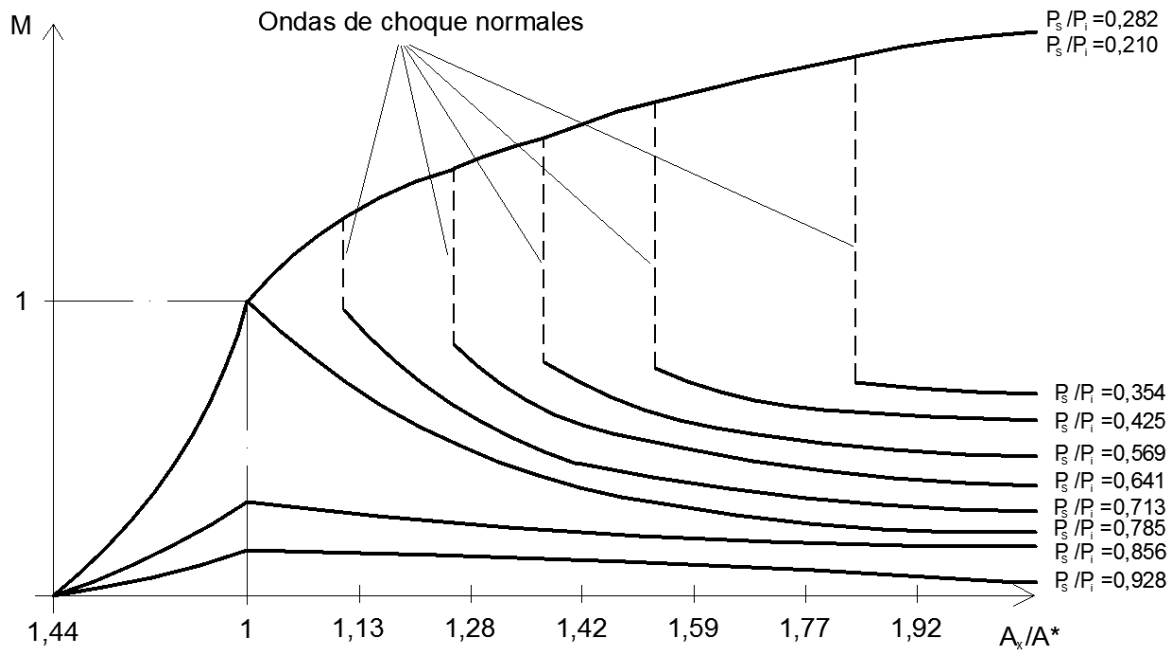
$P_s/P_i=0,210$



Al igual que en el caso anterior, el flujo a lo largo de la tobera es isoentrópico, con flujo subsónico en la parte convergente, $M=1$ en la garganta, y flujo supersónico en la parte divergente.

El ajuste al cambio de la contrapresión ocurre fuera de la tobera, pero en este caso, para un valor menor en la contrapresión, la intensidad de la onda de choque oblicua disminuirá ya que la diferencia entre la presión de salida de la tobera y la contrapresión es menor.

Si se hubiese llegado a la relación de presiones de diseño de la tobera, para la tobera A esta relación es de 0,10, el fluido se expandiría isoentrópicamente hasta la contrapresión y no habría ondas de choque ni dentro ni fuera de la tobera.



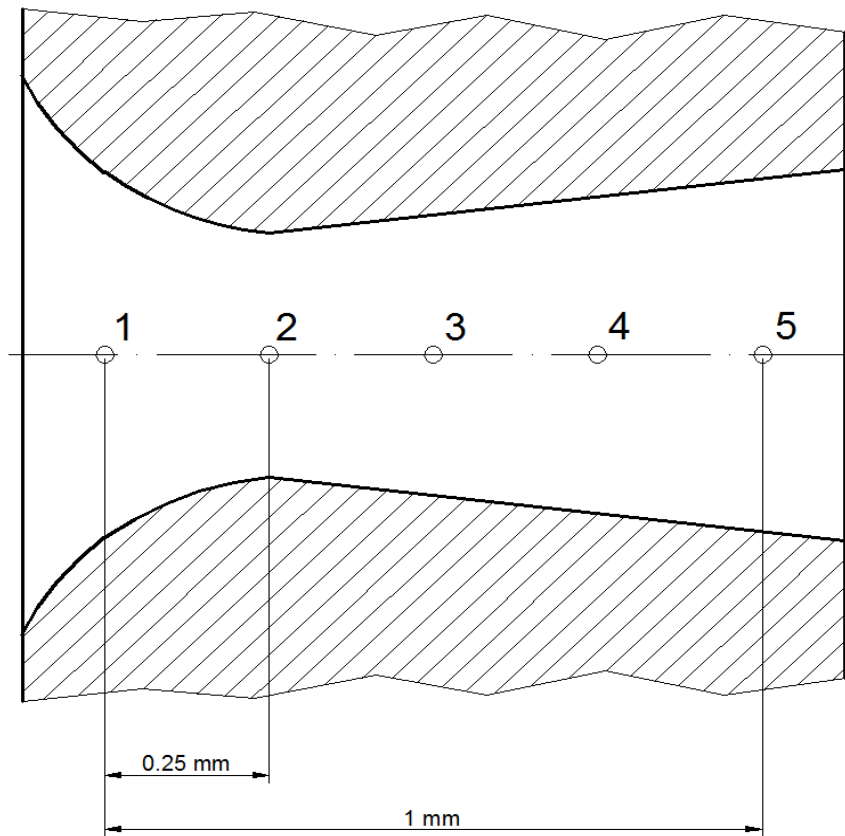
A modo de resumen, para la tobera A, se representa la evolución del número de Mach a lo largo de la tobera para cada relación de presión (P_s/P_i).

Viendo la gráfica se puede ver que el flujo es subsónico a lo largo de la tobera cuando la diferencia de presiones entre la entrada y la salida es pequeña. Al aumentar ésta diferencia de presiones el flujo llega a ser sónico en la garganta, para a continuación frenarse en la parte divergente ($P_s/P_i=0,785$). Disminuyendo aún más la contrapresión se llega a flujo supersónico en la parte divergente, pero en esta ocasión el fluido es frenado de forma brusca por una onda de choque normal a flujo subsónico ($P_s/P_i=0,713$).

Disminuciones adicionales en la contrapresión siguen produciendo flujo supersónico en la parte divergente pero a mayores números de Mach. Al ser mayores las velocidades que alcanza el fluido también lo son las ondas de choque que se producen.

Finalmente, en los dos últimos casos, el fluido se expande de forma isentrópica a través de la tobera.

TOBERA B:



Nota: La distancia entre dos puntos de medición de presión es 0,25 mm.

Punto de toma	Diámetro nominal (mm)	A_x/A^*	P_x/P_0 ($M \leq 1$)	P_x/P_0 ($M \geq 1$)
1	2,40	1,44	0,864	-
2	2,00	1,00	0,528	0,528
3	2,13	1,13	0,745	0,304
4	2,26	1,28	0,820	0,224
5	2,39	1,42	0,860	0,179

Relación de presión de diseño: 0,18

Para la tobera B las lecturas de los manómetros están recogidas en la siguiente tabla:

Tobera: B			Presión de ingreso: 600 kN/m ²		
P _s (kN/m ²)	P ₁ (kN/m ²)	P ₂ (kN/m ²)	P ₃ (kN/m ²)	P ₄ (kN/m ²)	P ₅ (kN/m ²)
600	570	562	565	575	578
550	538	460	478	506	520
500	512	352	388	440	460
450	510	300	320	380	403
400	508	298	240	325	350
350	508	298	182	280	300
300	508	295	130	220	250
250	508	295	128	158	195
200	508	295	128	90	140
150	508	295	128	90	40
100	508	295	128	90	36
50	508	295	128	90	36

A continuación se expresan las presiones de la tabla anterior en absolutas:

Tobera: B			Presión de ingreso: 600 kN/m ²		
P _s (kN/m ²)	P ₁ (kN/m ²)	P ₂ (kN/m ²)	P ₃ (kN/m ²)	P ₄ (kN/m ²)	P ₅ (kN/m ²)
696,19	666,19	658,19	661,19	671,19	674,19
646,19	634,19	556,19	574,19	602,19	616,19
596,19	608,19	448,19	484,19	536,19	556,19
546,19	606,19	396,19	416,19	476,19	499,19
496,19	604,19	394,19	336,19	421,19	446,19
446,19	604,19	394,19	278,19	376,19	396,19
396,19	604,19	391,19	226,19	316,19	346,19
346,19	604,19	391,19	224,19	254,19	291,19
296,19	604,19	391,19	224,19	186,19	236,19
246,19	604,19	391,19	224,19	186,19	136,19
196,19	604,19	391,19	224,19	186,19	132,19
146,19	604,19	391,19	224,19	186,19	132,19

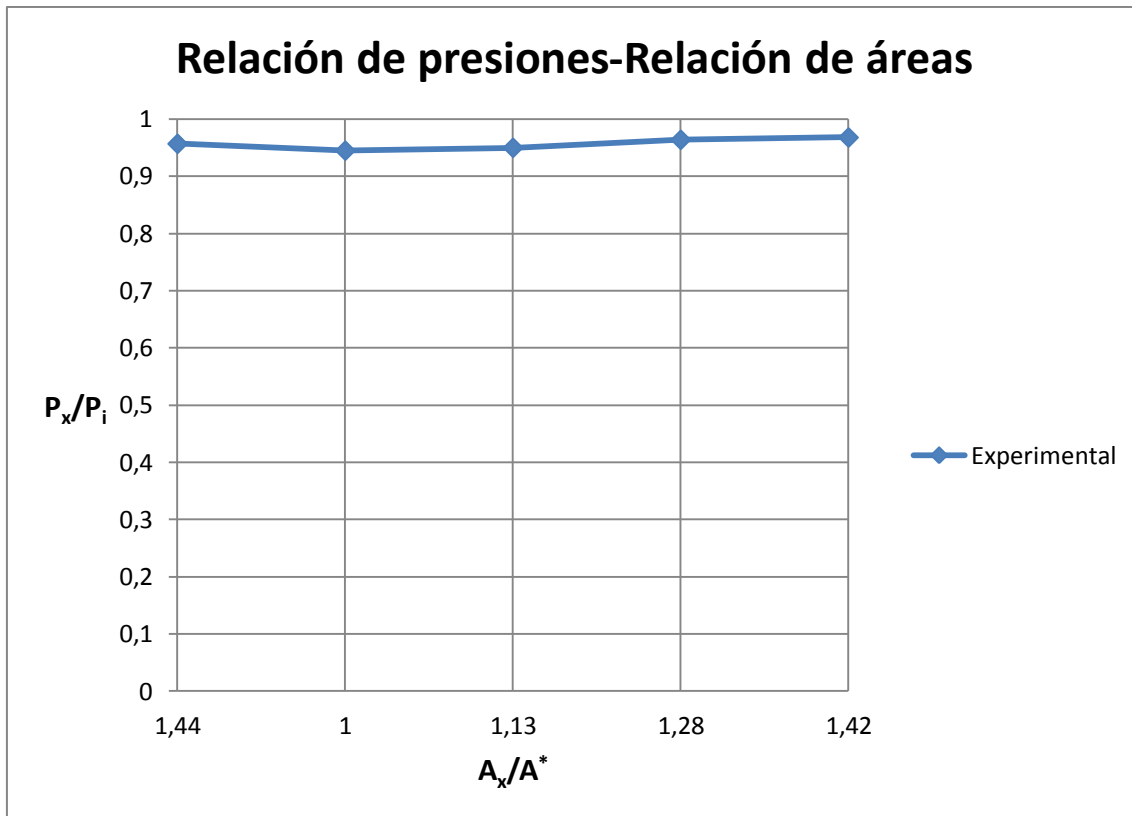
La presión atmosférica es: 96,19 kN/m².

Las proporciones de presión absoluta son:

Tobera: B		Presión de ingreso (absolutas): 696,19 KN/m ²			
A_x/A^*	1,44	1,00	1,13	1,28	1,42
P_s/P_i	P_1/P_i	P_2/P_i	P_3/P_i	P_4/P_i	P_5/P_i
1,000	0,957	0,945	0,950	0,964	0,968
0,928	0,911	0,799	0,825	0,865	0,885
0,856	0,874	0,644	0,695	0,770	0,799
0,785	0,871	0,569	0,598	0,684	0,717
0,713	0,868	0,566	0,483	0,605	0,641
0,641	0,868	0,566	0,400	0,540	0,569
0,569	0,868	0,562	0,325	0,454	0,497
0,497	0,868	0,562	0,322	0,365	0,418
0,425	0,868	0,562	0,322	0,267	0,339
0,354	0,868	0,562	0,322	0,267	0,196
0,282	0,868	0,562	0,322	0,267	0,190
0,210	0,868	0,562	0,322	0,267	0,190

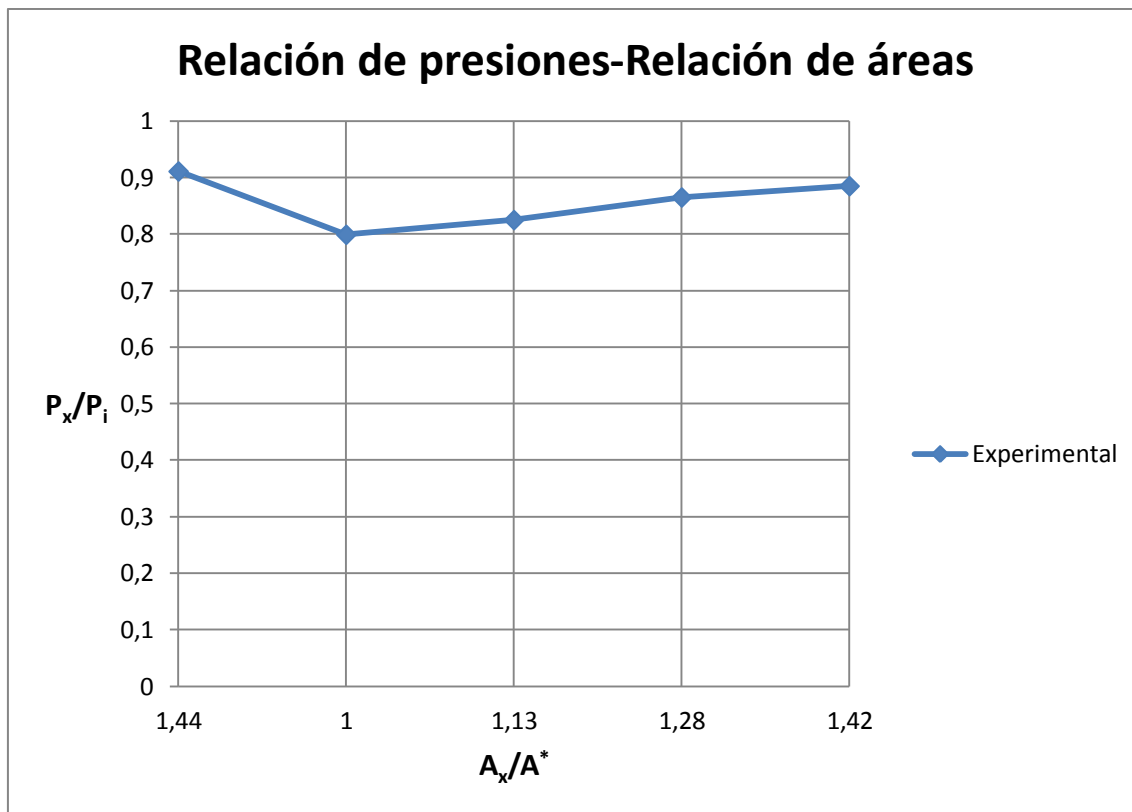
Con los valores recogidos en esta tabla se construye los perfiles de presión correspondientes.

$P_s/P_i=1$



La contrapresión no es lo suficientemente baja como para provocar flujo sónico en la garganta, ya que $P_2/P_i=0,945 > 0,528$ y, por tanto, el flujo es subsónico en toda la tobera.

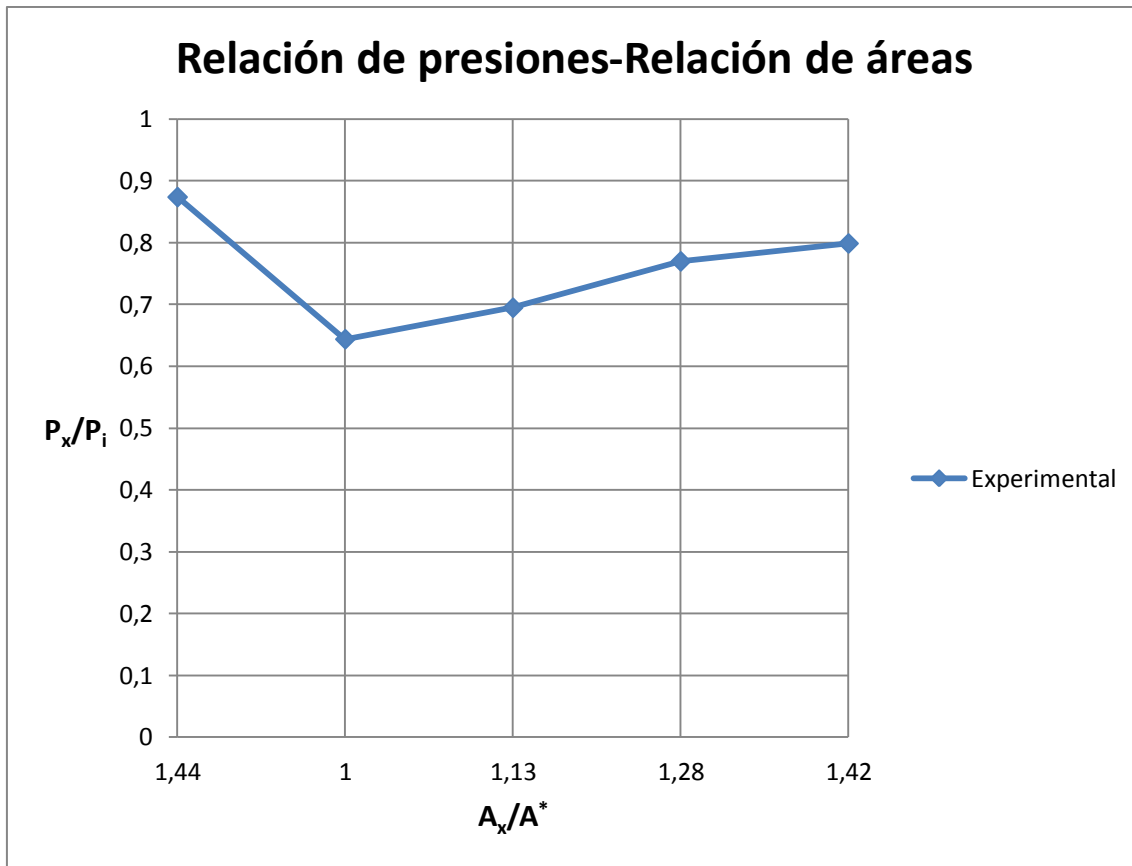
$P_s/P_i=0,928$



En la siguiente gráfica se observa como una disminución adicional en la contrapresión sigue produciendo flujo subsónico en toda la tobera ya que la relación de presiones en la garganta es mayor que la crítica, $P_2/P_i=0,799>0,528$.

La mayor velocidad y menor presión ocurre en la garganta y la parte divergente actúa como un difusor en el que la presión crece y la velocidad decrece en la velocidad del flujo.

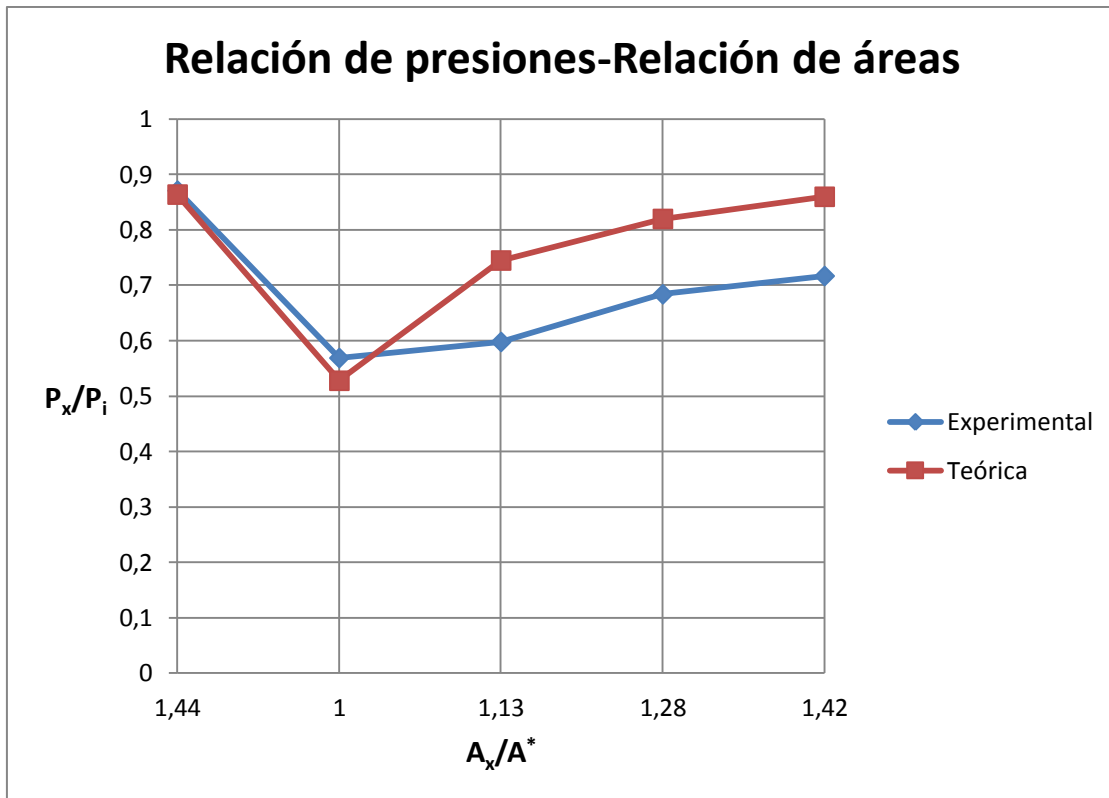
$P_s/P_i=0,856$



Reduciendo más la contrapresión se puede ver que la velocidad en la garganta es mayor que antes. Lo mismo ocurre con el flujo másico. No obstante, el flujo permanece subsónico a lo largo de toda la tobera.

En esta ocasión, la relación de presiones en la garganta es algo mayor a la crítica, $P_2/P_1=0,644 \approx 0,528$, por lo que en ese punto se estará muy cerca de llegar a las condiciones sónicas. Como antes, la mayor velocidad y menor presión aparecen en la garganta y la zona divergente actúa como un difusor subsónico.

$P_s/P_i=0,785$



En la gráfica están representadas dos curvas distintas: la roja corresponde a la calculada mediante la teoría isentrópica y la azul la obtenida de forma experimental.

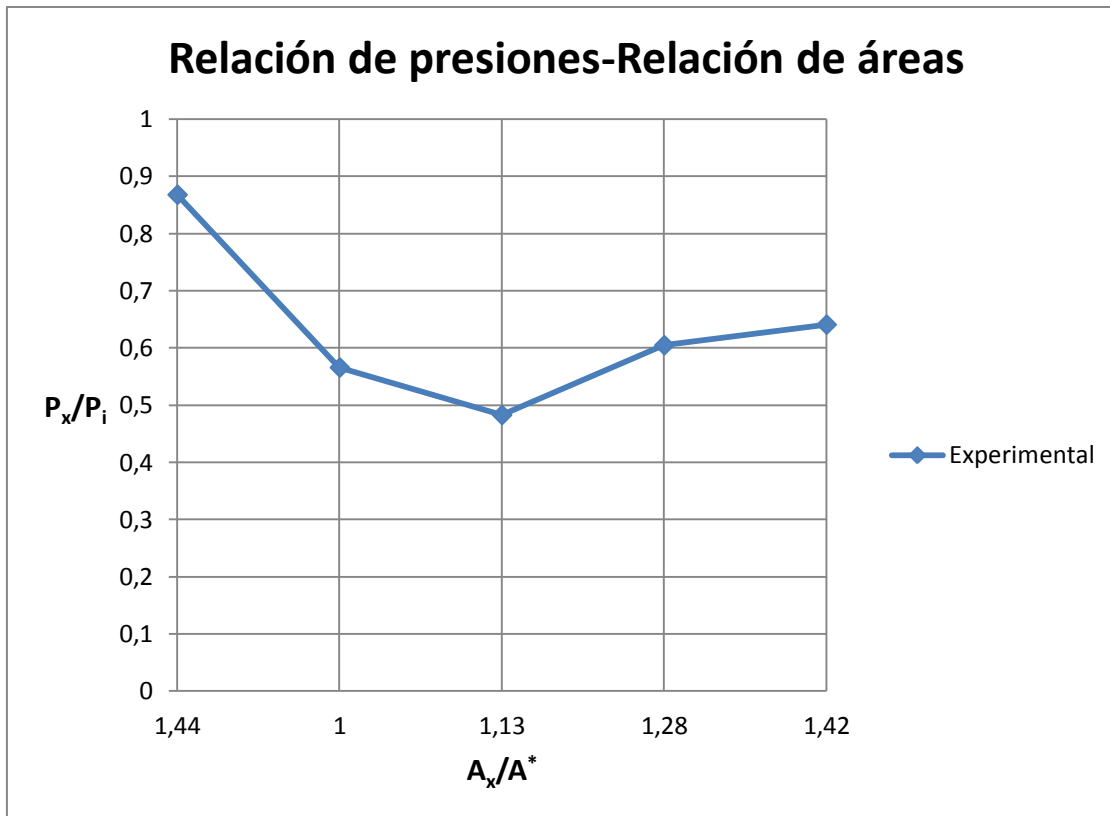
Se puede ver que un decremento adicional en la contrapresión produce flujo sónico en la garganta y un regreso al flujo subsónico en la parte divergente de la tobera.

Observando la relación de presiones obtenida en la garganta se comprueba la validez de la teoría isentrópica, puesto que establece las condiciones sónicas en la garganta para una relación de presiones igual a 0,528.

Si bien, el regreso al flujo subsónico en la parte divergente resulta ser a una presión inferior, probablemente debido a que las presiones en cada sección de la tobera son obtenidas en la pared de la tobera, pudiendo ser estas influenciadas por el espesor de la capa límite y las turbulencias que se puedan producir.

Respecto al flujo másico, al haber llegado a condiciones sónicas en la garganta, éste es máximo y se dice que la tobera se encuentra estrangulada.

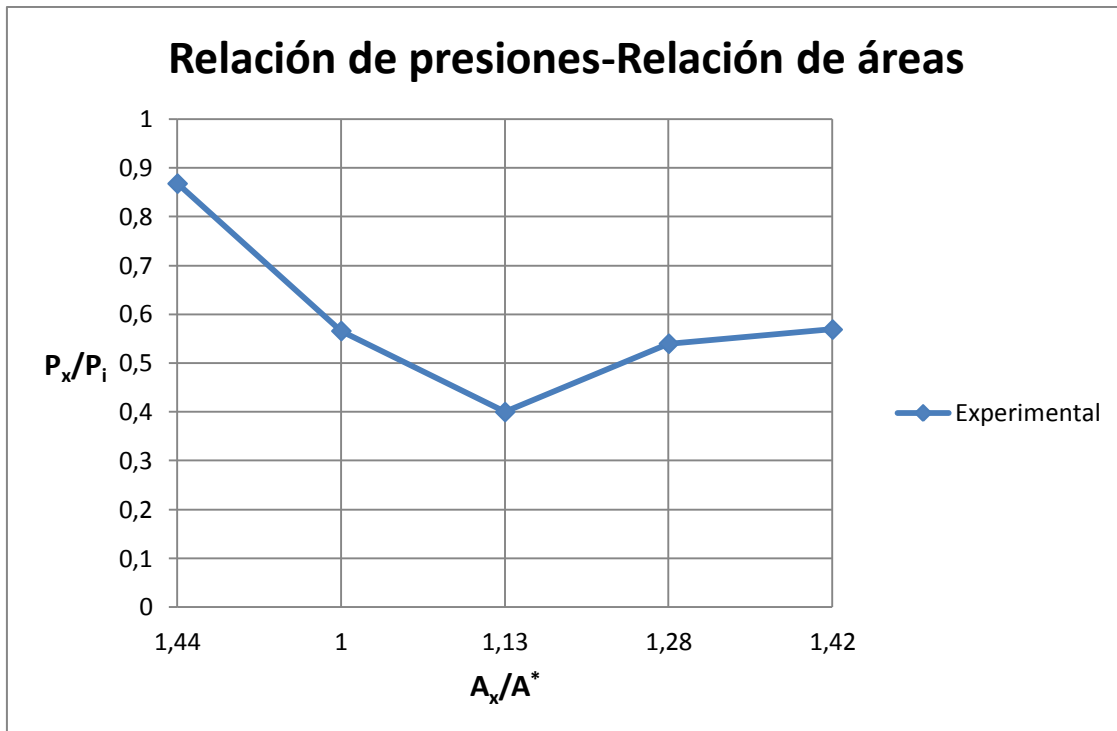
$P_s/P_i=0,713$



Cuando la contrapresión se reduce aún más, el flujo a través de la zona convergente y en la garganta no cambian. Sin embargo, las condiciones dentro de la zona divergente se alteran.

La garganta se encuentra en condiciones sónicas. A continuación de la garganta, el fluido continúa su expansión y se transforma en supersónico en la zona divergente justo corriente abajo de la garganta pero, dicha expansión es interrumpida súbitamente mediante una onda de choque normal, tal como lo indica el aumento súbito de presión entre $A_x/A^*=1,13$ y $A_x/A^*=1,28$. Después del choque hay un incremento de presión rápido e irreversible, acompañado por un descenso rápido en flujo supersónico a subsónico. El conducto divergente, aguas abajo de la onda de choque, actúa como un difusor subsónico en el que el flujo continúa desacelerándose y la presión creciendo hasta igualar la contrapresión impuesta a la salida.

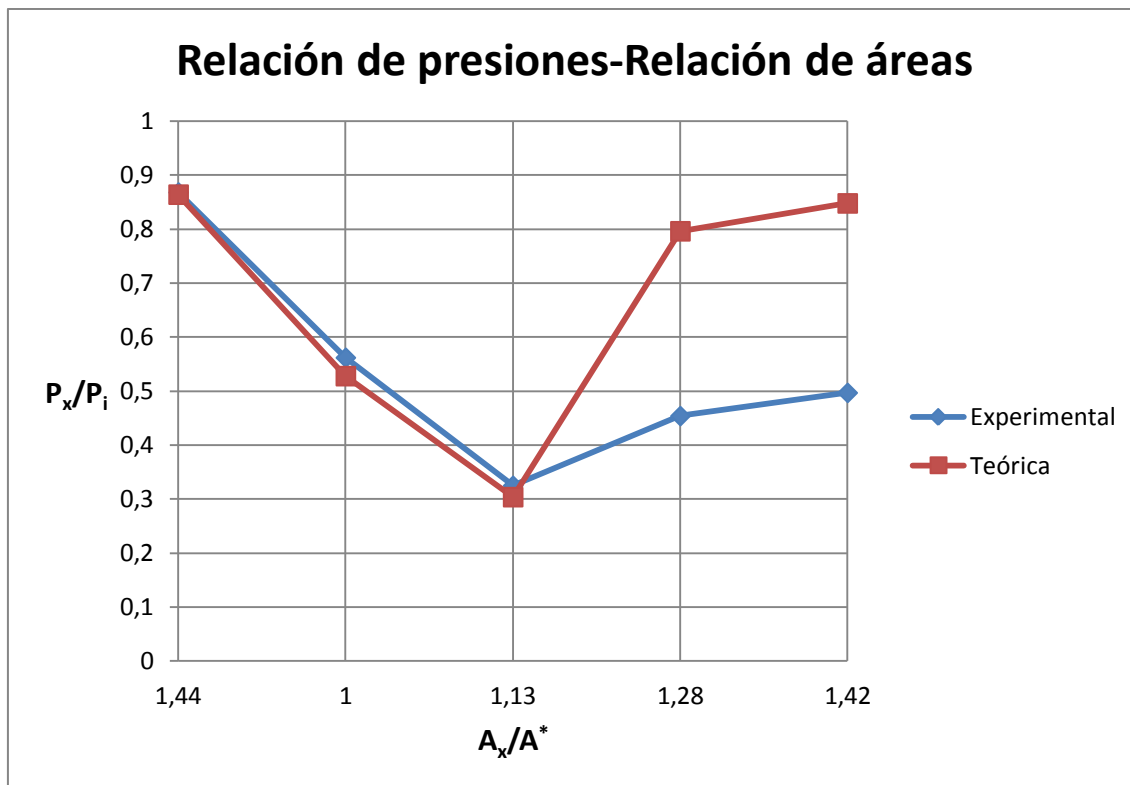
$P_s/P_i=0,641$



A mayores reducciones en la contrapresión el flujo a través de la zona convergente y en la garganta no cambia.

Al igual que en el caso anterior, se intuye que la onda de choque se produce entre $A_x/A^*=1,13$ y $A_x/A^*=1,28$ debido al incremento de presión que hay. Pero en esta ocasión el incremento de presión es más grande debido a que ocurre para un número de Mach mayor. El conducto divergente, aguas abajo de la onda de choque, actúa como un difusor subsónico en el que el flujo continúa desacelerándose y la presión creciendo hasta igualar la contrapresión impuesta a la salida.

$P_s/P_i=0,569$



Para el siguiente caso se aplica las relaciones isoentrópicas para una onda de choque normal.

Se sabe que el flujo aguas arriba de la onda de choque es supersónico y satisface la teoría isoentrópica, por tanto, conociendo la posición de la onda de choque, la cual puede determinarse por un aumento brusco en la distribución de presiones, se podrá conocer el número de Mach correspondiente al flujo supersónico en la sección previa a ocurrir la onda. Conocida la relación de áreas de esa sección se determina gracias a la teoría isoentrópica el número de Mach del flujo.

Observando la gráfica se puede ver que la onda se encuentra entre $A_x/A^*=1,13$ y $A_x/A^*=1,28$. Para una relación de áreas igual a 1,13 en flujo supersónico el número de Mach resulta ser $M_1=1,43$. Conocido el número de Mach del flujo en la sección anterior de producirse la onda de choque y llevándolo a la tabla correspondiente a la onda de choque normal para gas ideal con $\gamma=1,4$, se obtiene el número de Mach después de la onda, teniendo en cuenta que el flujo ha pasado a ser subsónico, y que la nueva relación de áreas ha variado ya que la garganta sónica o crítica aumenta al atravesar la onda de choque. Los subíndices 1 y 2 denotan aguas arriba y aguas abajo de producirse la onda.

$$M_1 = 1,43 \rightarrow M_2 = 0,7274 ; \frac{A_2^*}{A_1^*} = 1,0522$$

Conocida la nueva relación de áreas se lleva a la tabla de flujo isoentrópico, sabiendo que el flujo es subsónico y satisface la teoría isoentrópica, y así, se obtiene la relación de presiones de los puntos aguas abajo de la onda.

Así por ejemplo, para el punto de medición nº 4 cuya relación de áreas es $A_x/A^*=1,28$, la nueva relación de áreas y de presiones será:

$$\frac{A_4}{A_2^*} = \frac{A_4}{1,0522 \cdot A_1^*} = \frac{\frac{\pi}{4} \cdot 2,26^2}{\frac{\pi}{4} \cdot 2^2 \cdot 1,0522} = 1,214 ; \frac{P_4}{P_0} = 0,796$$

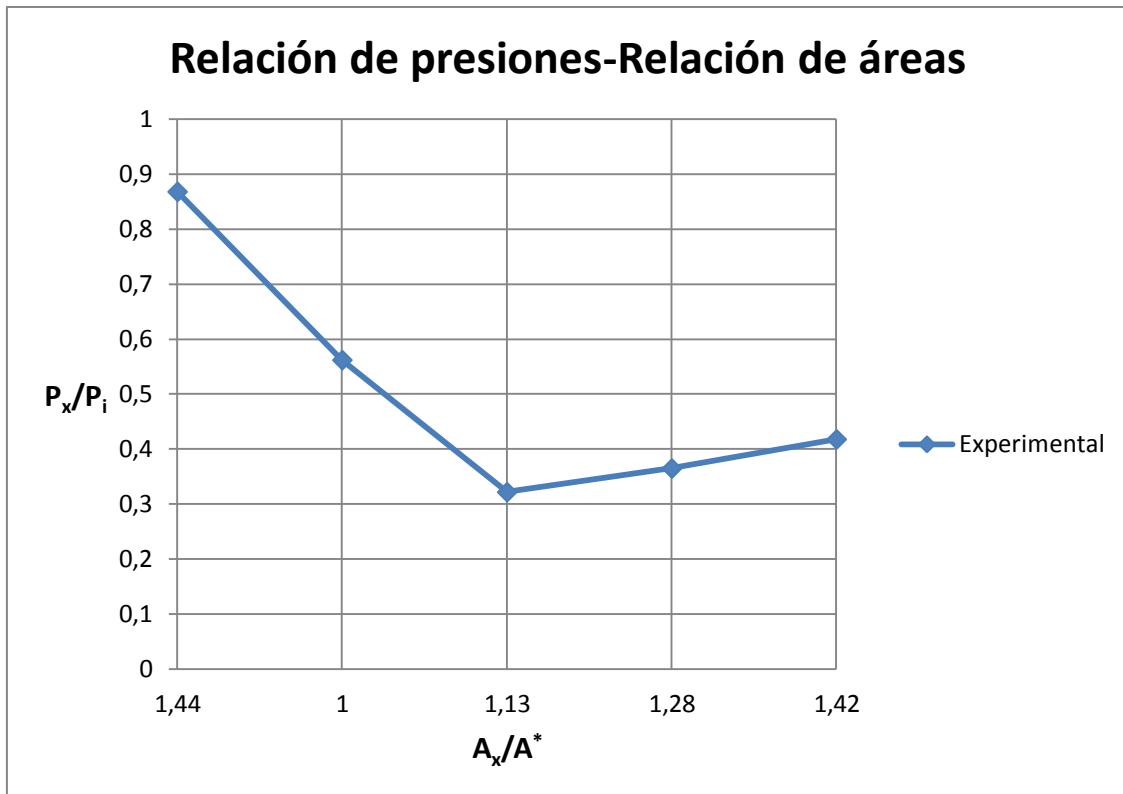
Repitiendo lo anterior con la última relación de áreas se llega a lo siguiente:

Punto de medición	A_x/A_1^*	A_x/A_2^*	P_x/P_0
5	1,43	1,36	0,849

Una vez calculados todos los datos se representa en la gráfica la curva experimental y la teórica. En ella se puede ver que para $A_x/A^*=1,13$ ambas curvas son muy parecidas, pero una vez se produce la onda de choque la diferencia de presiones es significativa. Esta diferencia puede ser debida a que las medidas reales son efectuadas en la pared de la tobera pudiéndose ver afectadas por la capa límite o por la turbulencia que pudiera haber.

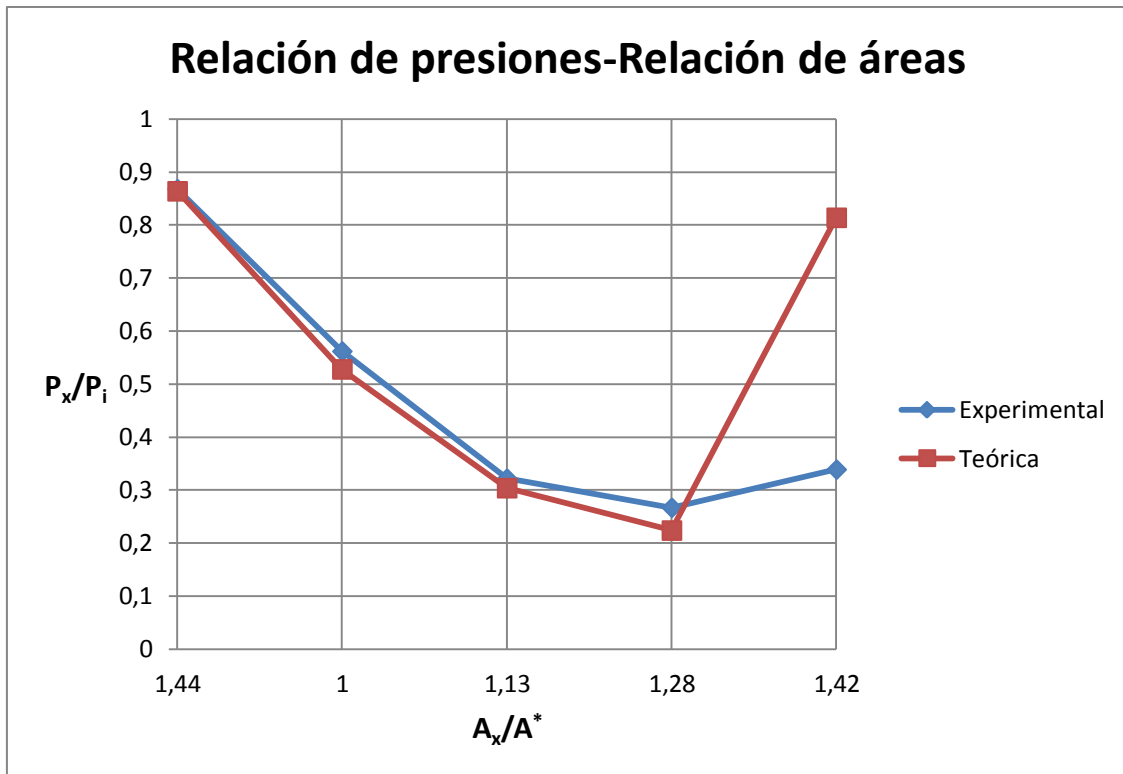
En la parte divergente, aguas abajo de la onda de choque, actúa como un difusor subsónico en el que el flujo continúa desacelerándose y la presión creciendo hasta igualar la contrapresión impuesta a la salida.

$P_s/P_i=0,497$



Al igual que en los tres casos anteriores la onda de choque se encuentra entre $A_x/A^*=1,13$ y $A_x/A^*=1,28$. Esto no significa que la onda no se “haya movido”. Lo único que sabemos es que se encuentra entre esas dos posiciones. Pero si se tiene en cuenta que la distancia entre dos puntos de medición es mucho mayor que el espesor de la propia onda, puede dar la sensación, con la gráfica delante y las anteriores, que no haya variado su posición. Pero lo que sí es seguro, es que la onda se encuentra localizada más alejada de la garganta que en los casos que le preceden por ser menor la contrapresión.

$$P_s/P_i=0,425$$



Con mayores reducciones en la contrapresión la localización de la onda de choque se aleja de la garganta, aguas abajo, hasta que se sitúa justo a la salida de la tobera. En esta ocasión la onda de choque se encuentra entre $A_x/A^*=1,28$ y $A_x/A^*=1,42$.

Para $A_x/A^*=1,28$ se tiene:

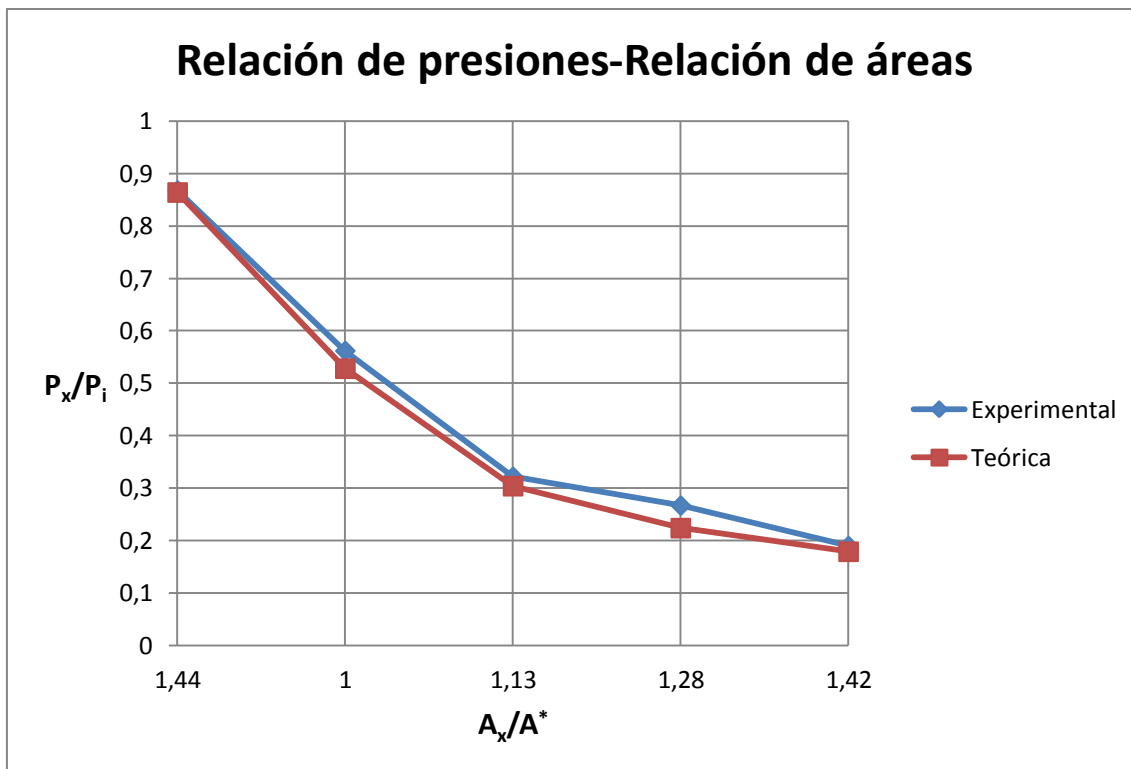
$$M_1 = 1,64 \rightarrow M_2 = 0,657; \frac{A_2^*}{A_1^*} = 1,1365$$

El cálculo de la nueva relación de áreas y presiones para el punto de medición número 5 es:

$$\frac{A_5}{A_2^*} = \frac{A_5}{1,1365 \cdot A_1^*} = \frac{\frac{\pi}{4} \cdot 2,39^2}{\frac{\pi}{4} \cdot 2^2 \cdot 1,0522} = 1,256; \frac{P_5}{P_0} = 0,814$$

La diferencia de presiones entre ambas curvas puede ser debida a que las medidas reales son efectuadas en la pared de la tobera pudiéndose ver afectadas por la capa límite o por la turbulencia que pudiera haber.

$$P_s/P_i=0,354$$



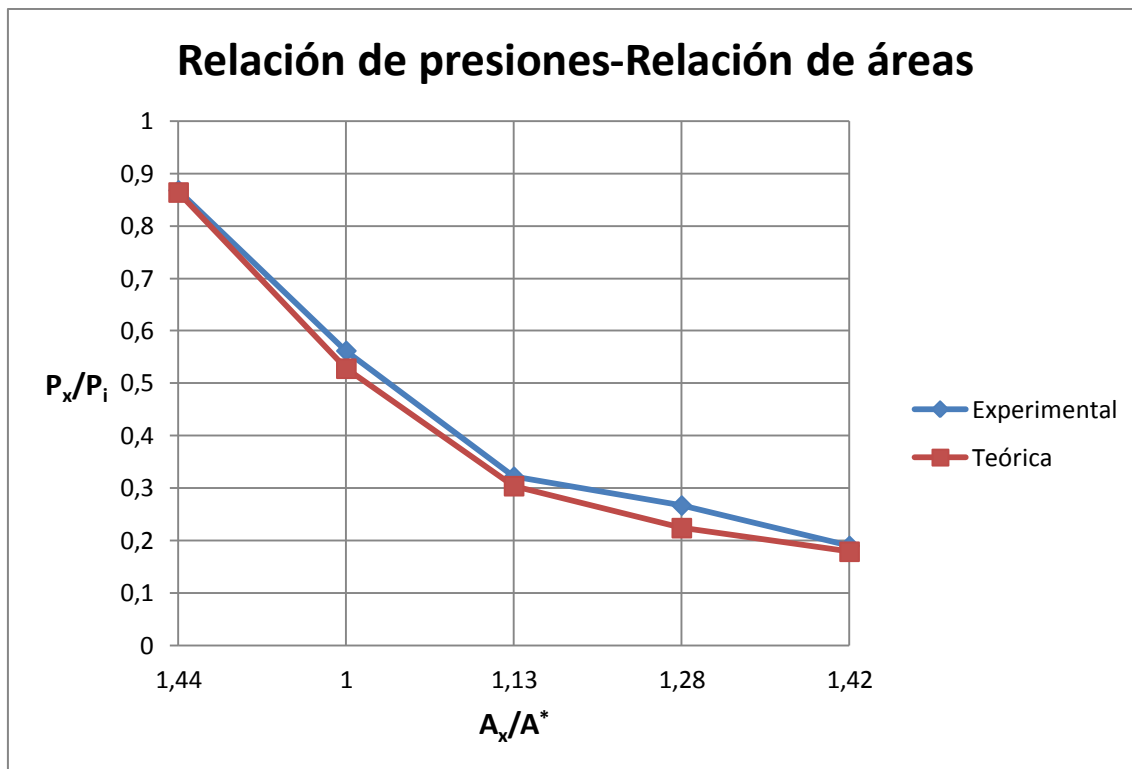
En la gráfica está dibujada la curva experimental y la dada por la teoría isoentrópica. Comparándolas se puede ver que son prácticamente iguales por lo que se comprueba la validez de la teoría isoentrópica.

El flujo a lo largo de la tobera es isoentrópico, con flujo subsónico en la parte convergente, $M=1$ en la garganta, y flujo supersónico en la parte divergente.

El ajuste al cambio de la contrapresión ocurre fuera de la tobera. La presión decrece continuamente cuando el fluido se expande isoentrópicamente a través de la tobera y crece hasta la contrapresión fuera de la tobera. La compresión que ocurre fuera de la tobera implica una onda de choque oblicua.

Las variaciones de presión fuera de la tobera provocadas por las ondas oblicuas no pueden predecirse utilizando un modelo de flujo unidimensional.

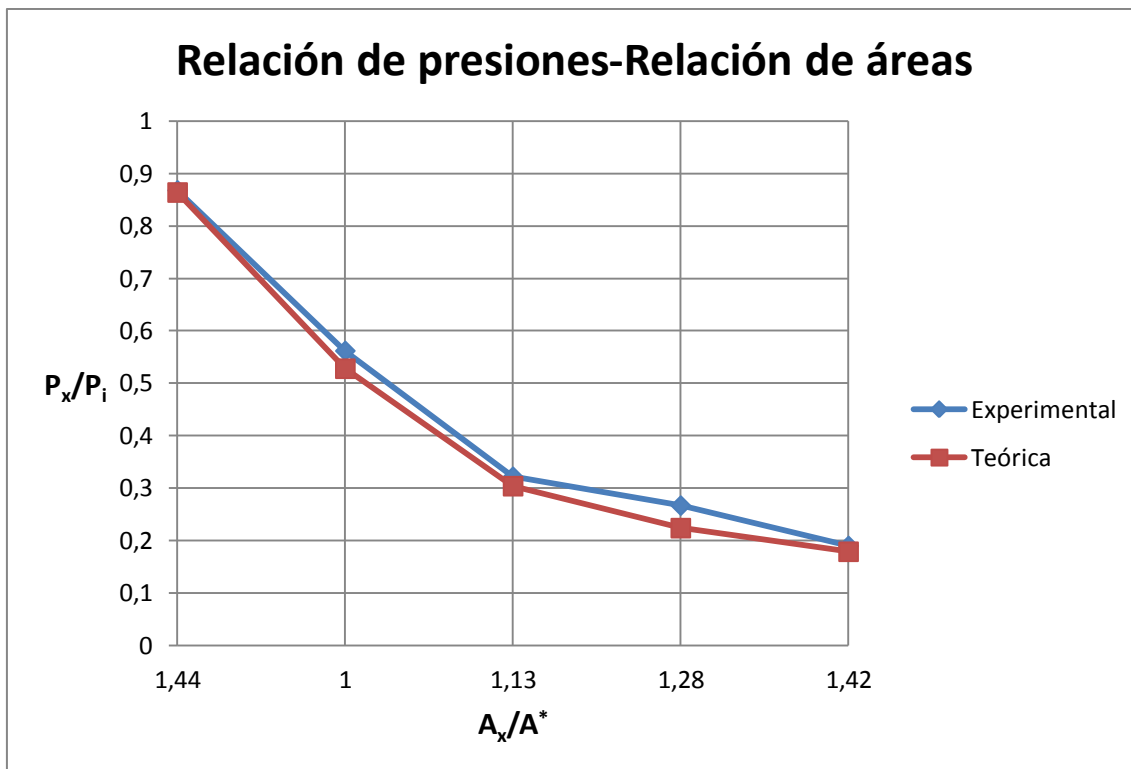
$P_s/P_i=0,282$



Al igual que en el caso anterior, el flujo a lo largo de la tobera es isoentrópico, con flujo subsónico en la parte convergente, $M=1$ en la garganta, y flujo supersónico en la parte divergente.

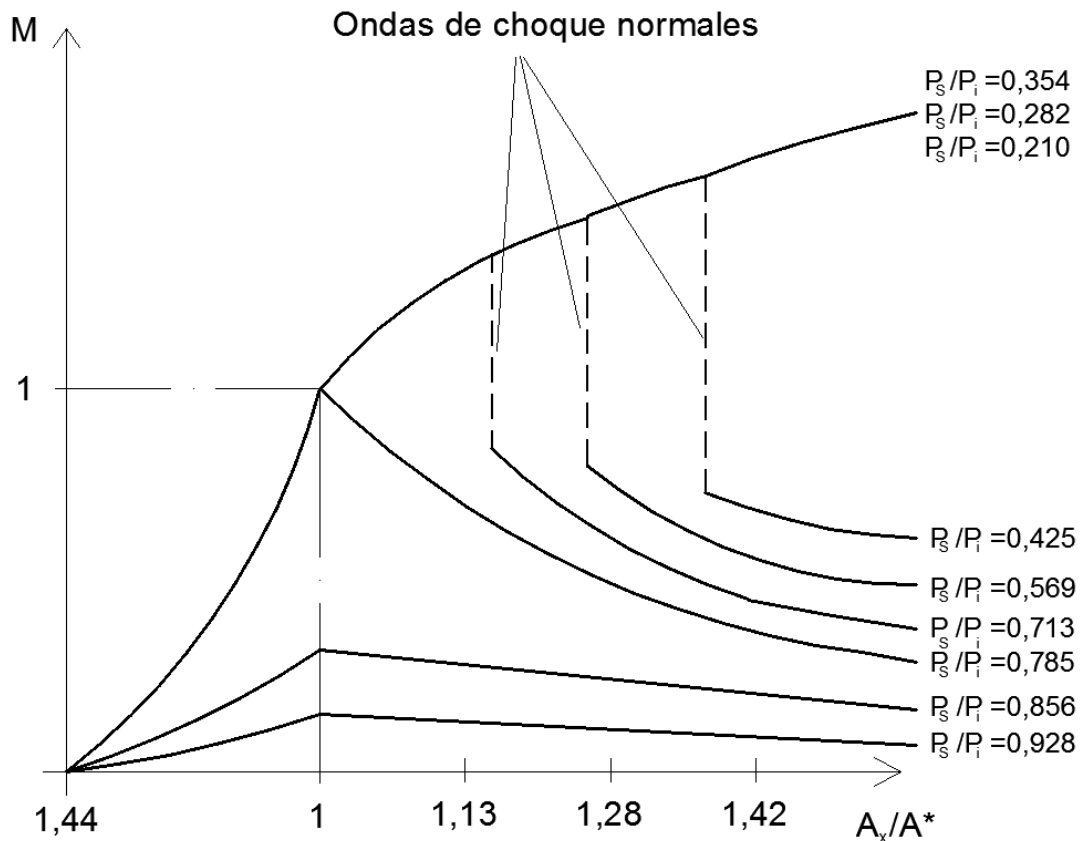
El ajuste al cambio de la contrapresión ocurre fuera de la tobera, pero en este caso, para un valor menor en la contrapresión, la intensidad de la onda de choque oblicua disminuirá ya que la diferencia entre la presión de salida de la tobera y la contrapresión es menor.

$P_s/P_i=0,210$



Para una relación de presiones aproximadamente igual a la de diseño $P_s/P_i=0,210 \approx 0,18$. El flujo se expande isoentrópicamente hasta la contrapresión y no hay ondas de choque ni dentro ni fuera de la tobera.

El flujo a lo largo de la tobera es isoentrópico, con flujo subsónico en la parte convergente, $M=1$ en la garganta, y flujo supersónico en la parte divergente.



A modo de resumen, para la tobera B, se representa la evolución del número de Mach a lo largo de la tobera para cada relación de presión (P_s/P_i).

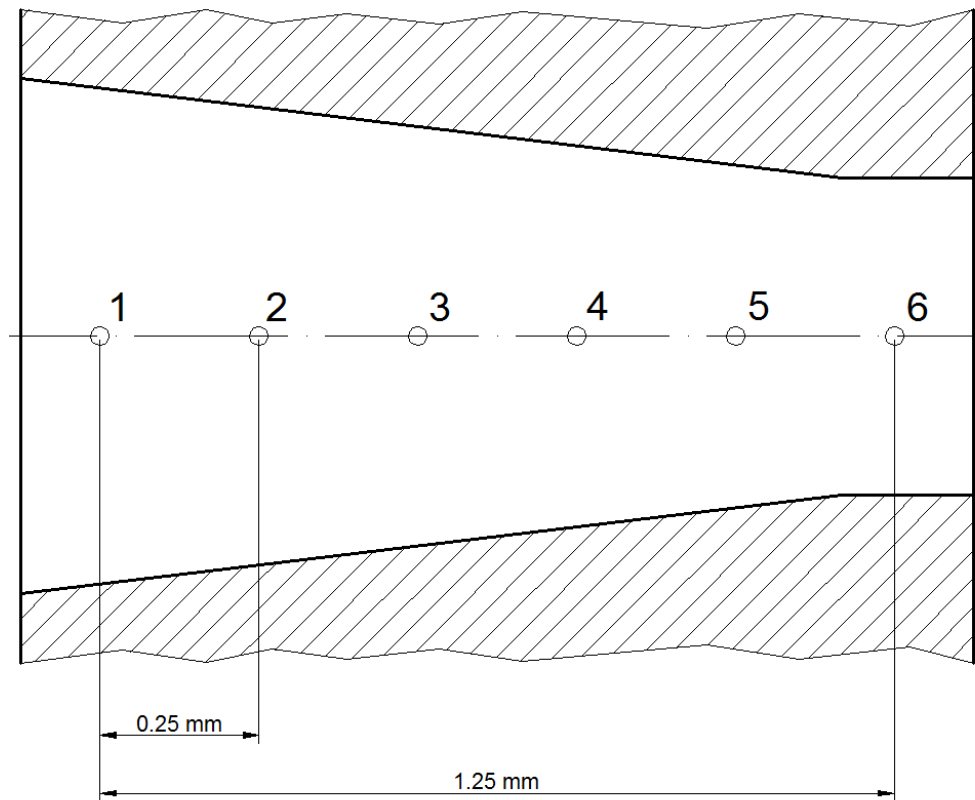
Viendo la gráfica se puede ver que el flujo es subsónico a lo largo de la tobera cuando la diferencia de presiones entre la entrada y la salida es pequeña. Al aumentar ésta diferencia de presiones el flujo llega a ser sónico en la garganta, para a continuación frenarse en la parte divergente ($P_s/P_i=0,785$). Disminuyendo aún más la contrapresión se llega a flujo supersónico en la parte divergente, pero en esta ocasión el fluido es frenado de forma brusca por una onda de choque normal a flujo subsónico ($P_s/P_i=0,713$).

Disminuciones adicionales en la contrapresión siguen produciendo flujo supersónico en la parte divergente pero a mayores números de Mach. Al ser mayores las velocidades que alcanza el fluido también lo son las ondas de choque que se producen.

Para $P_s/P_i=0,354$ y $P_s/P_i=0,282$ el fluido se expande de forma isentrópica a través de la tobera, sin embargo, a la salida de la tobera, el fluido se comprime mediante una onda de choque oblicua hasta igualar a la contrapresión.

Finalmente, la relación $P_s/P_i=0,210$ es muy parecida a la relación de diseño de la tobera (relación diseño=0,18), por lo que el flujo se expande isentrópicamente hasta la contrapresión y no hay ondas de choque ni dentro ni fuera de la tobera.

TOBERA C:



Nota: La distancia entre dos puntos de medición de presión es 0,25 mm.

Punto de toma	Diámetro nominal (mm)	A_x/A^*	$P_x/P_0 (M \leq 1)$
1	2,86	2,05	0,940
2	2,65	1,76	0,917
3	2,43	1,48	0,876
4	2,21	1,22	0,799
5	2,03	1,03	0,643
6	2,00	1,00	0,528
Relación de presión de diseño: 0,528			

Para la tobera C las lecturas de los manómetros están recogidas en la siguiente tabla:

Tobera: C				Presión de ingreso: 600 kN/m ²		
P _s (kN/m ²)	P ₁ (kN/m ²)	P ₂ (kN/m ²)	P ₃ (kN/m ²)	P ₄ (kN/m ²)	P ₅ (kN/m ²)	P ₆ (kN/m ²)
600	598	597	590	582	578	580
550	588	580	563	548	525	530
500	571	560	536	507	470	479
450	554	545	518	481	420	422
400	546	540	498	447	372	365
350	543	540	489	435	344	337
300	543	538	482	422	325	310
250	543	538	482	422	325	310
200	543	538	482	422	325	310
150	543	538	482	422	325	310
100	543	538	482	422	325	310
50	543	538	482	422	325	310

A continuación se expresa las presiones de la tabla anterior en absolutas:

Tobera: C				Presión de ingreso: 600 kN/m ²		
P _s (kN/m ²)	P ₁ (kN/m ²)	P ₂ (kN/m ²)	P ₃ (kN/m ²)	P ₄ (kN/m ²)	P ₅ (kN/m ²)	P ₆ (kN/m ²)
696,19	694,19	693,19	686,19	678,19	674,19	676,19
646,19	684,19	676,19	659,19	644,19	621,19	626,19
596,19	667,19	656,19	632,19	603,19	566,19	575,19
546,19	650,19	641,19	614,19	577,19	516,19	518,19
496,19	642,19	636,19	594,19	543,19	468,19	461,19
446,19	639,19	636,19	585,19	531,19	440,19	433,19
396,19	639,19	634,19	578,19	518,19	421,19	406,19
346,19	639,19	634,19	578,19	518,19	421,19	406,19
296,19	639,19	634,19	578,19	518,19	421,19	406,19
246,19	639,19	634,19	578,19	518,19	421,19	406,19
196,19	639,19	634,19	578,19	518,19	421,19	406,19
146,19	639,19	634,19	578,19	518,19	421,19	406,19

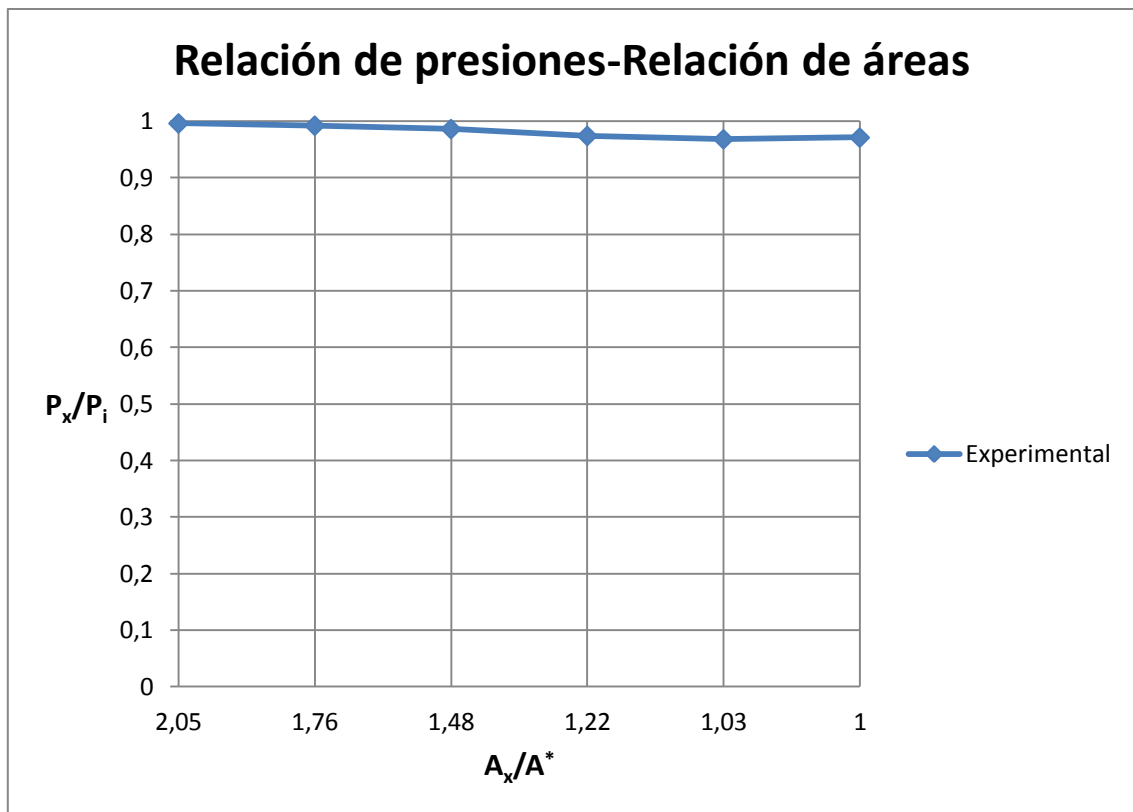
La presión atmosférica es de 96,19 kN/m².

Las proporciones de presión absoluta son:

Tobera: C			Presión de ingreso (absolutas): 696,19 KN/m ²			
A_x/A^*	2,05	1,76	1,48	1,22	1,03	1,00
P_s/P_i	P_1/P_i	P_2/P_i	P_3/P_i	P_4/P_i	P_5/P_i	P_6/P_i
1,000	0,996	0,992	0,986	0,974	0,968	0,971
0,928	0,983	0,971	0,947	0,925	0,892	0,899
0,856	0,958	0,943	0,908	0,866	0,813	0,826
0,785	0,934	0,921	0,882	0,829	0,741	0,744
0,713	0,921	0,914	0,853	0,780	0,673	0,662
0,641	0,918	0,914	0,841	0,763	0,632	0,622
0,569	0,918	0,911	0,831	0,744	0,605	0,583
0,497	0,918	0,911	0,831	0,744	0,605	0,583
0,425	0,918	0,911	0,831	0,744	0,605	0,583
0,354	0,918	0,911	0,831	0,744	0,605	0,583
0,282	0,918	0,911	0,831	0,744	0,605	0,583
0,210	0,918	0,911	0,831	0,744	0,605	0,583

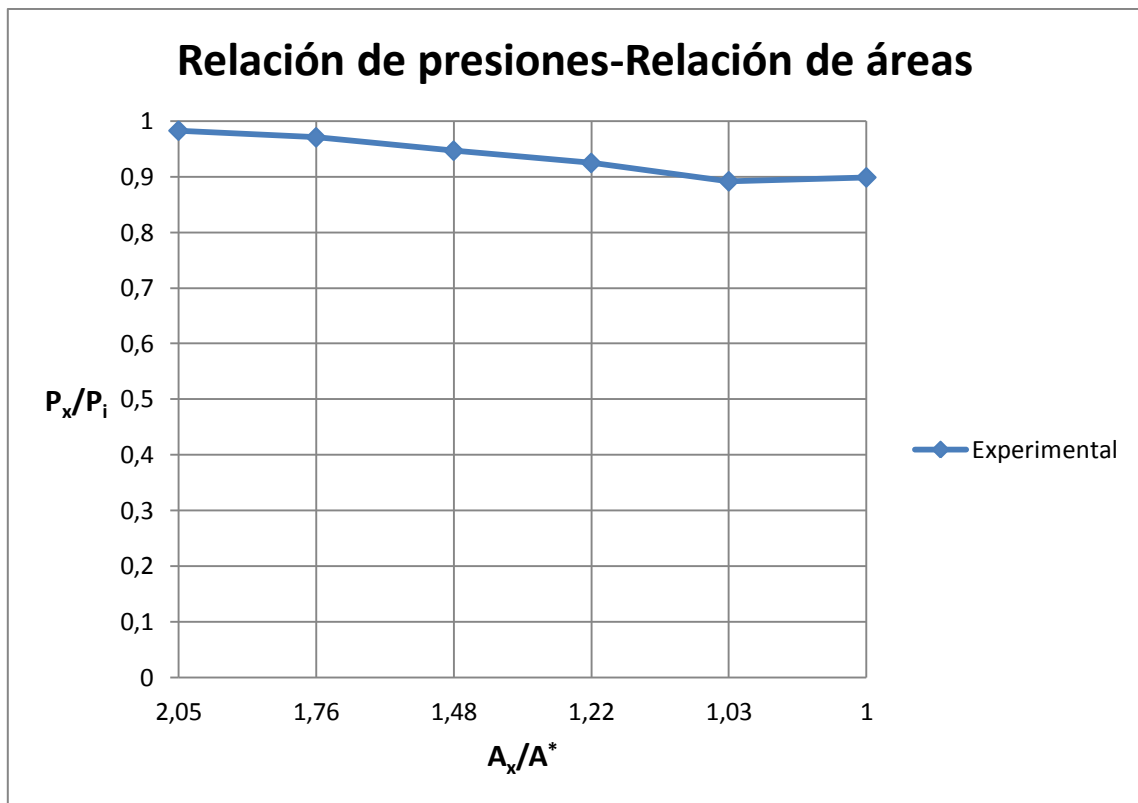
Con los valores recogidos en esta tabla se construye los perfiles de presión en función de la relación de áreas.

$P_s/P_i=1,00$



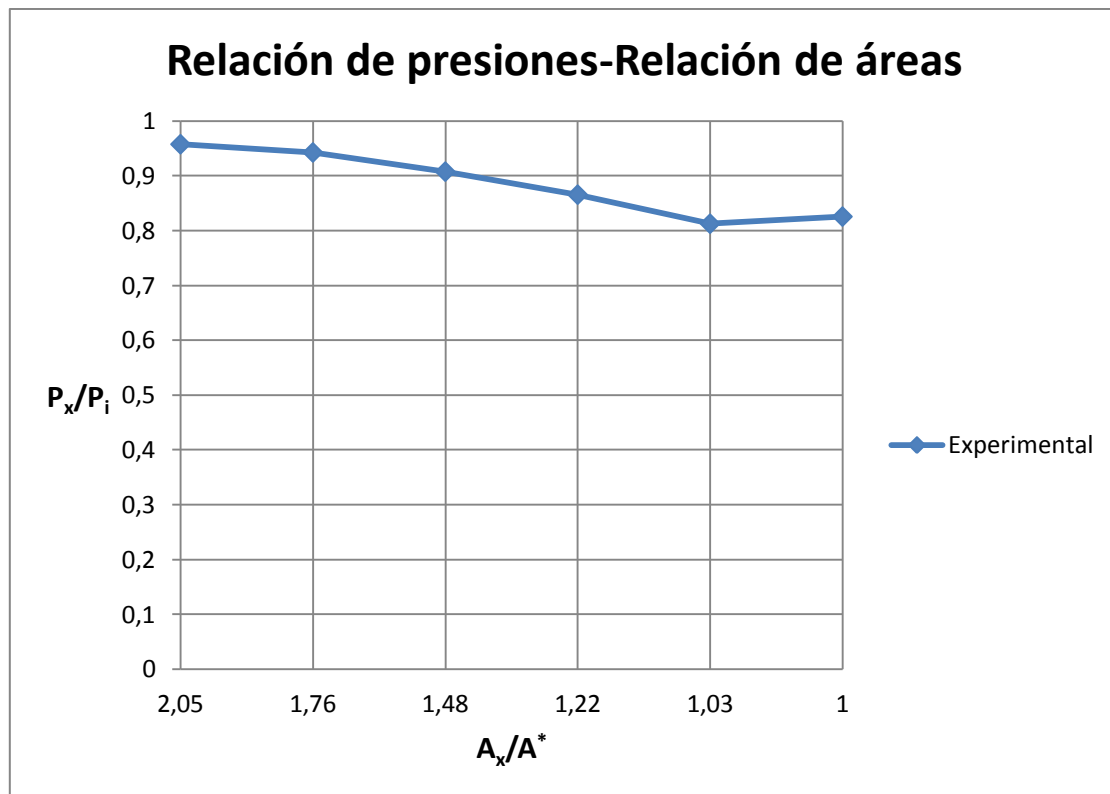
El flujo a lo largo de la tobera es subsónico. La mayor velocidad y menor presión se produce en la garganta.

$P_s/P_i=0,928$



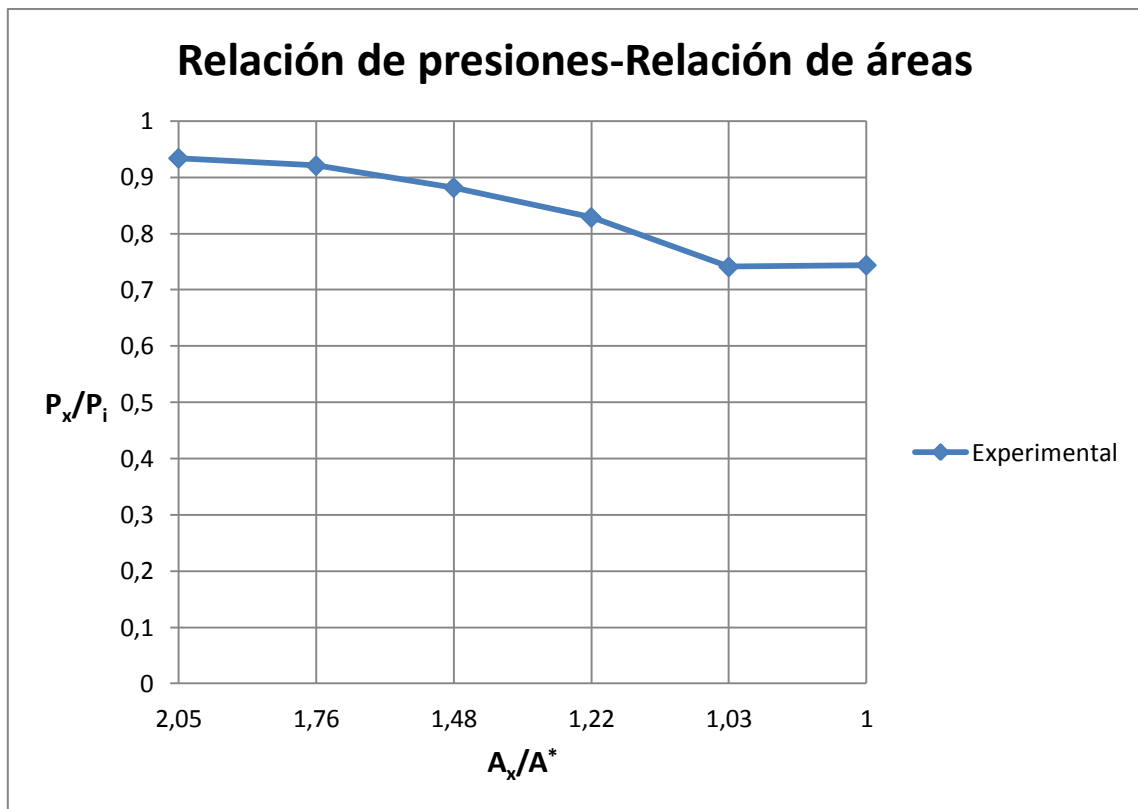
En la siguiente gráfica se puede ver como una disminución en la contrapresión produce flujo subsónico en toda la tobera. En cada instante la velocidad a través de la tobera es subsónica y la presión de salida es igual a la contrapresión. La mayor velocidad y menor presión se produce en la garganta.

$P_s/P_i=0,856$



Una disminución adicional en la contrapresión sigue produciendo flujo subsónico en toda la tobera, pero en esta ocasión el número de Mach en la garganta y el flujo másico han aumentado respecto de la situación anterior. La velocidad crece y la presión decrece en la dirección del flujo.

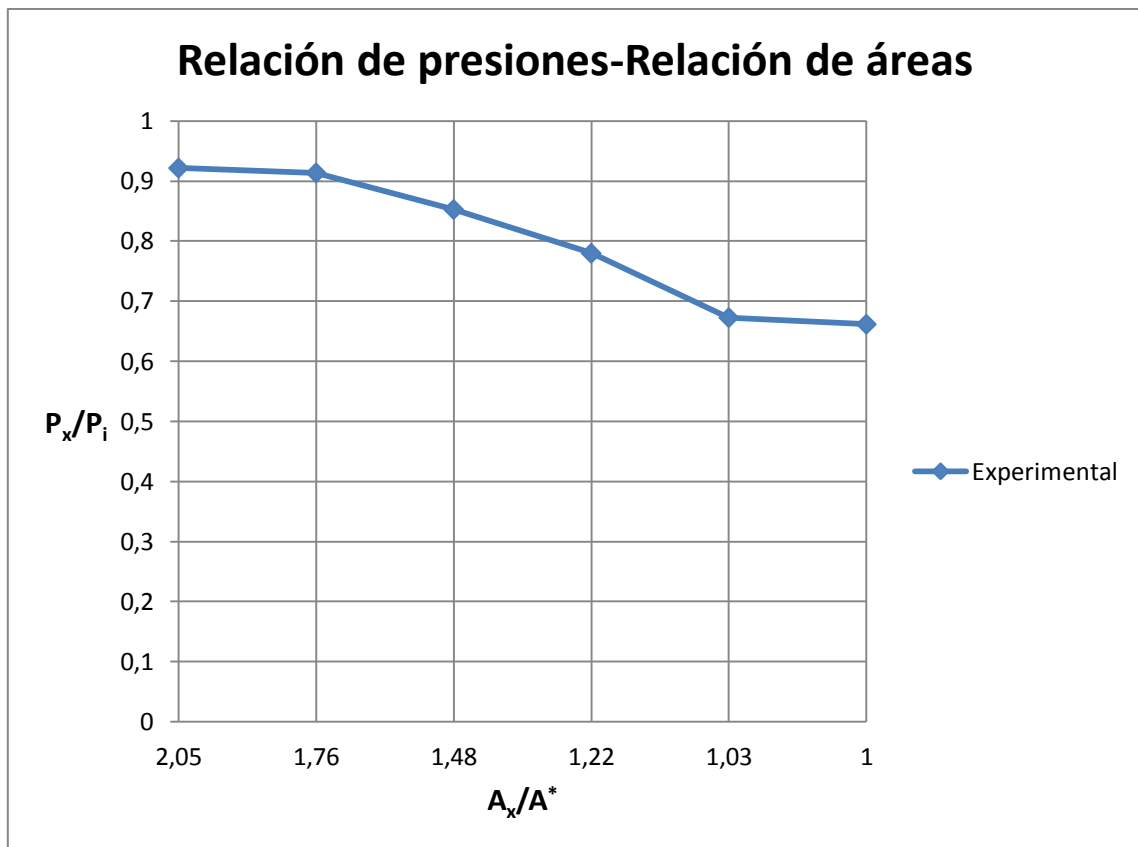
$P_s/P_i=0,785$



El flujo es subsónico en toda la tobera ya que la proporción de presiones en la garganta es mayor que la crítica, $P_6/P_i=0,744>0,528$.

El número de Mach en la garganta y el flujo másico han aumentado respecto de la situación anterior. La velocidad crece y la presión decrece en la dirección del flujo.

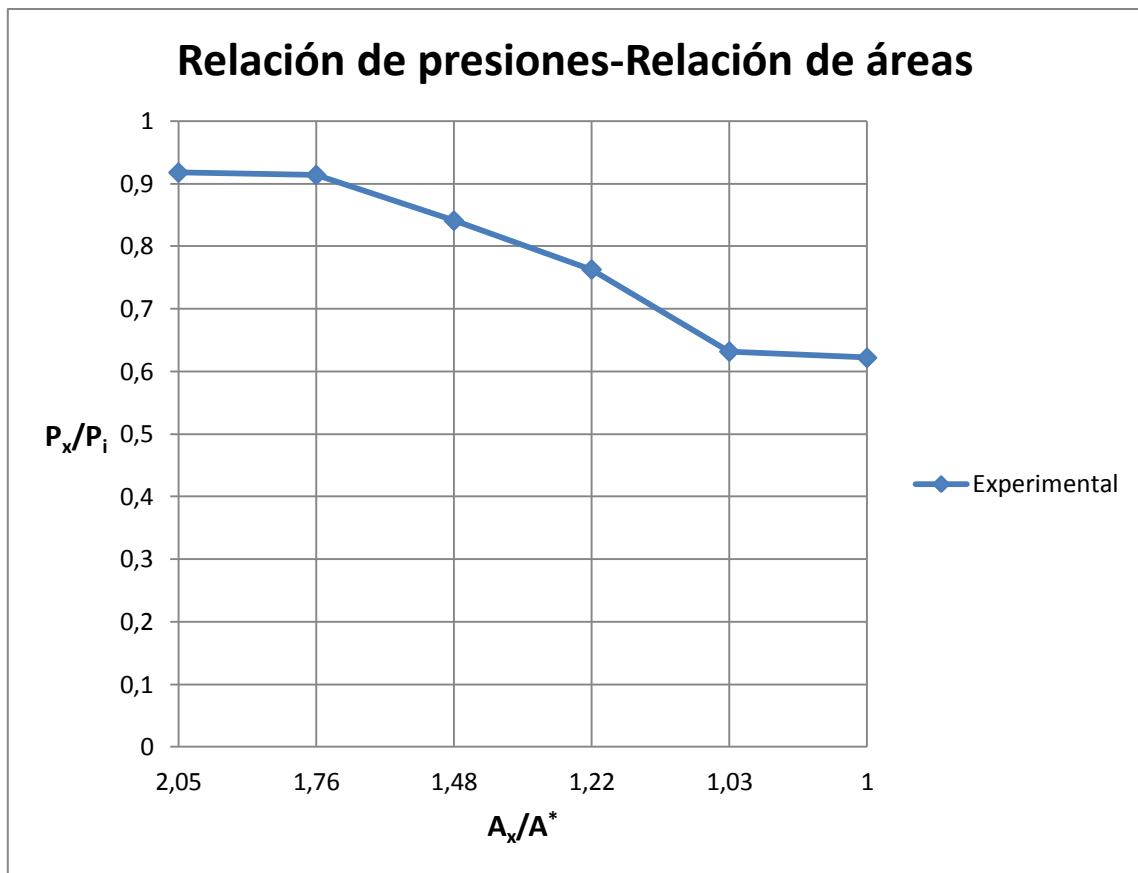
$P_s/P_i=0,713$



El flujo sigue subsónico en toda la tobera ya que la proporción de presiones en la garganta es mayor que la crítica, $P_6/P_i=0,662>0,528$.

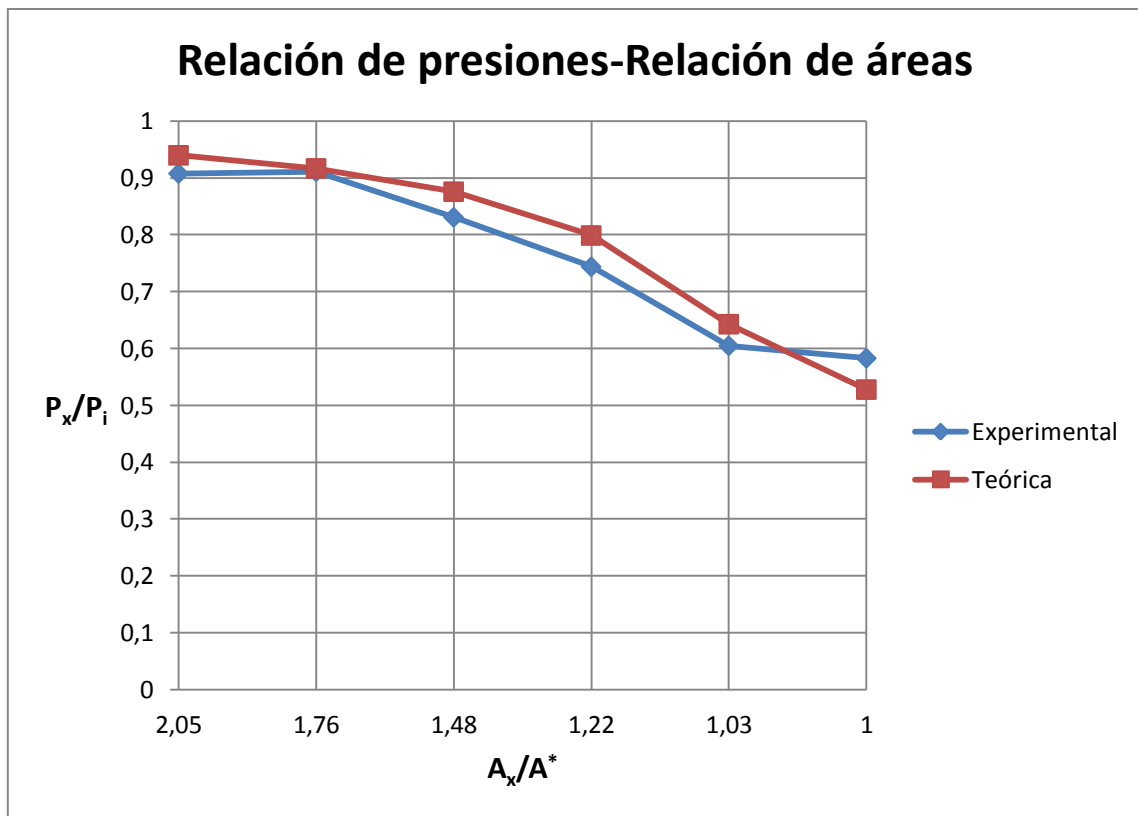
El número de Mach en la garganta y el flujo másico han aumentado respecto de la situación anterior. La velocidad crece y la presión decrece en la dirección del flujo.

$$P_s/P_i=0,641$$



En esta ocasión, la relación de presiones en la garganta es algo mayor a la crítica, $P_6/P_i=0,622 \approx 0,528$, por lo que en ese punto se estará muy cerca de llegar a las condiciones sónicas. Como antes, la mayor velocidad y menor presión aparecen en la garganta. El flujo másico ha aumentado respecto de la situación anterior.

$$P_s/P_i=0,569$$

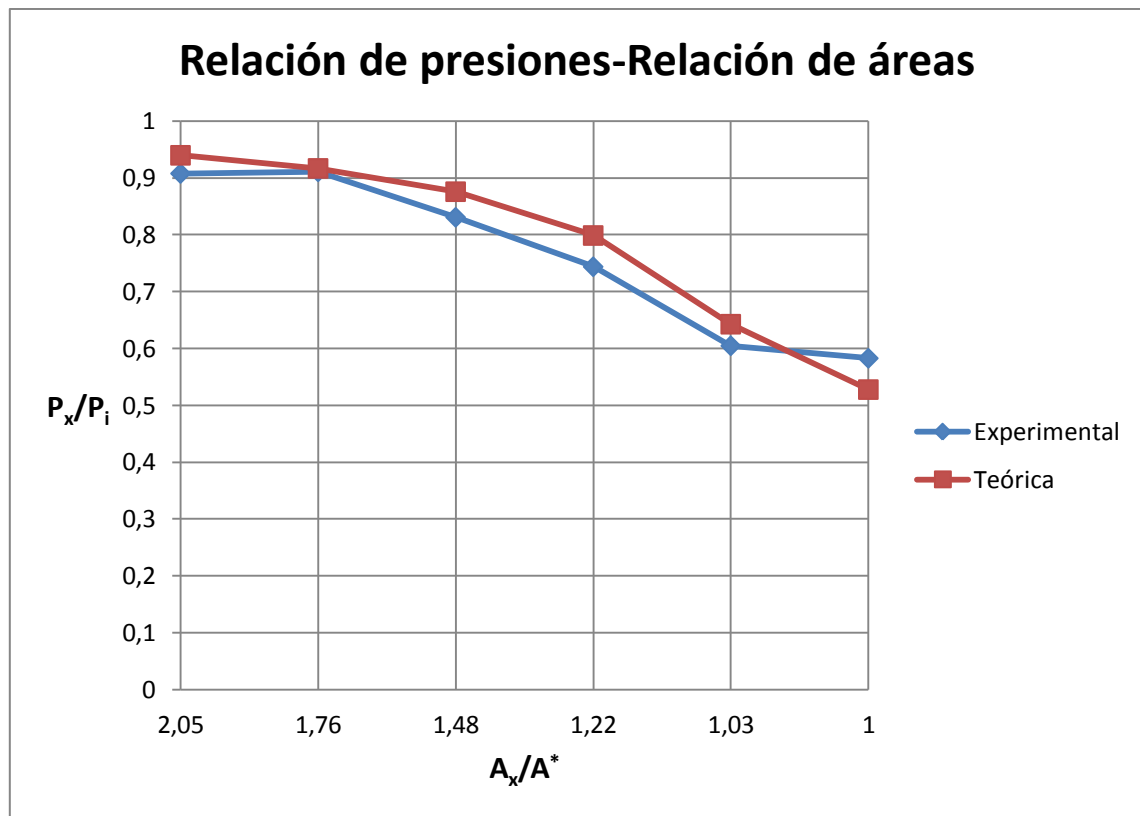


En la siguiente gráfica aparecen dibujadas la curva experimental y la curva teórica dada por la teoría isoentrópica.

En ella se puede ver que para una relación de presiones similar a la diseño $P_s/P_i=0,569 \approx 0,528$ el flujo es acelerado hasta llegar a la condición crítica o sónica en la garganta, ya que $P_0/P_i=0,583 \approx 0,528$. Aguas arriba de la garganta el flujo es subsónico.

Como en la garganta la velocidad es sónica, la tobera está ahora estrangulada, es decir, se alcanza el máximo flujo másico para unas condiciones de remanso dadas.

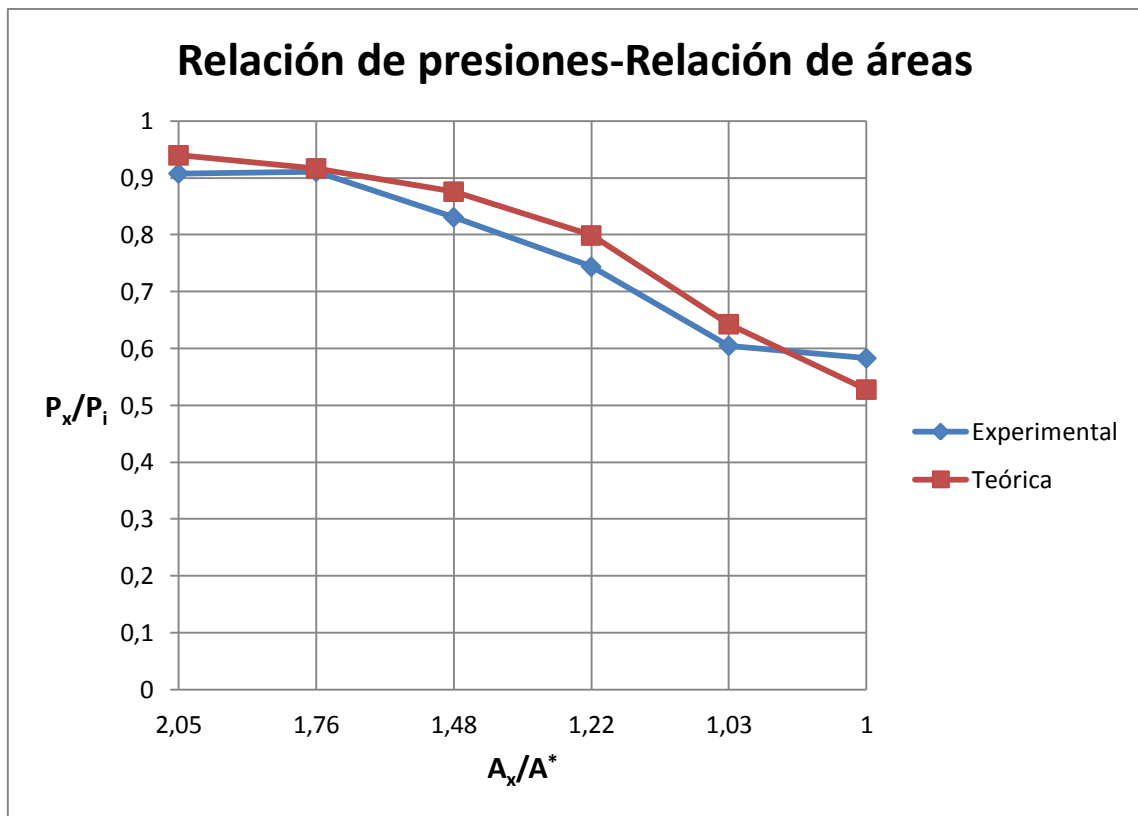
$P_s/P_i=0,497$



Una disminución adicional en la contrapresión no afecta a la distribución de presiones ni a las condiciones de flujo en la tobera.

Para una contrapresión menor que la presión crítica en la garganta, el flujo se expansiona fuera de la tobera mediante una onda de expansión oblicua hasta igualar la contrapresión. La variación de presión fuera de la tobera no puede predecirse utilizando el modelo de flujo unidimensional.

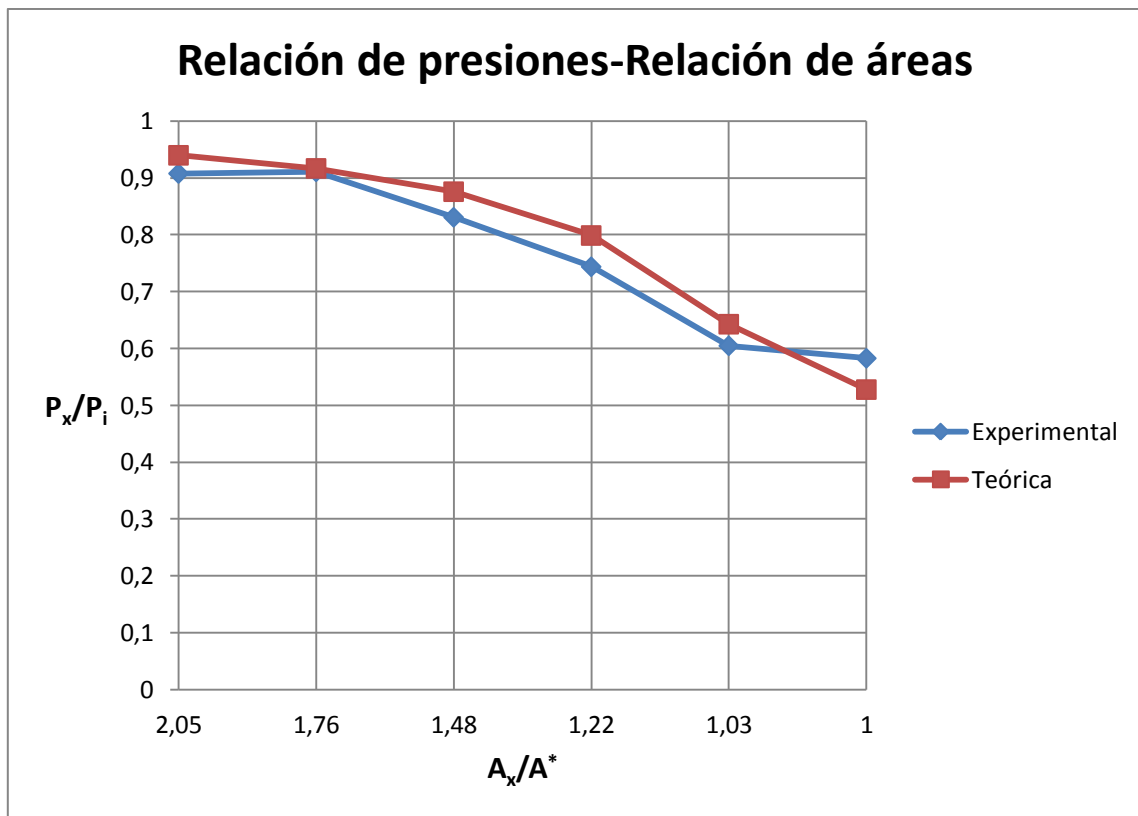
$$P_s/P_i=0,425$$



Al igual que en el caso anterior y en los siguientes, la distribución de presiones y las condiciones de flujo dentro de la tobera no varían. En estas condiciones la tobera se encuentra estrangulada.

La diferencia entre un caso y otro radica en que al ser mayor la diferencia entre la presión crítica y la contrapresión, aumenta la potencia de la onda de expansión oblicua que ocurre fuera de la tobera.

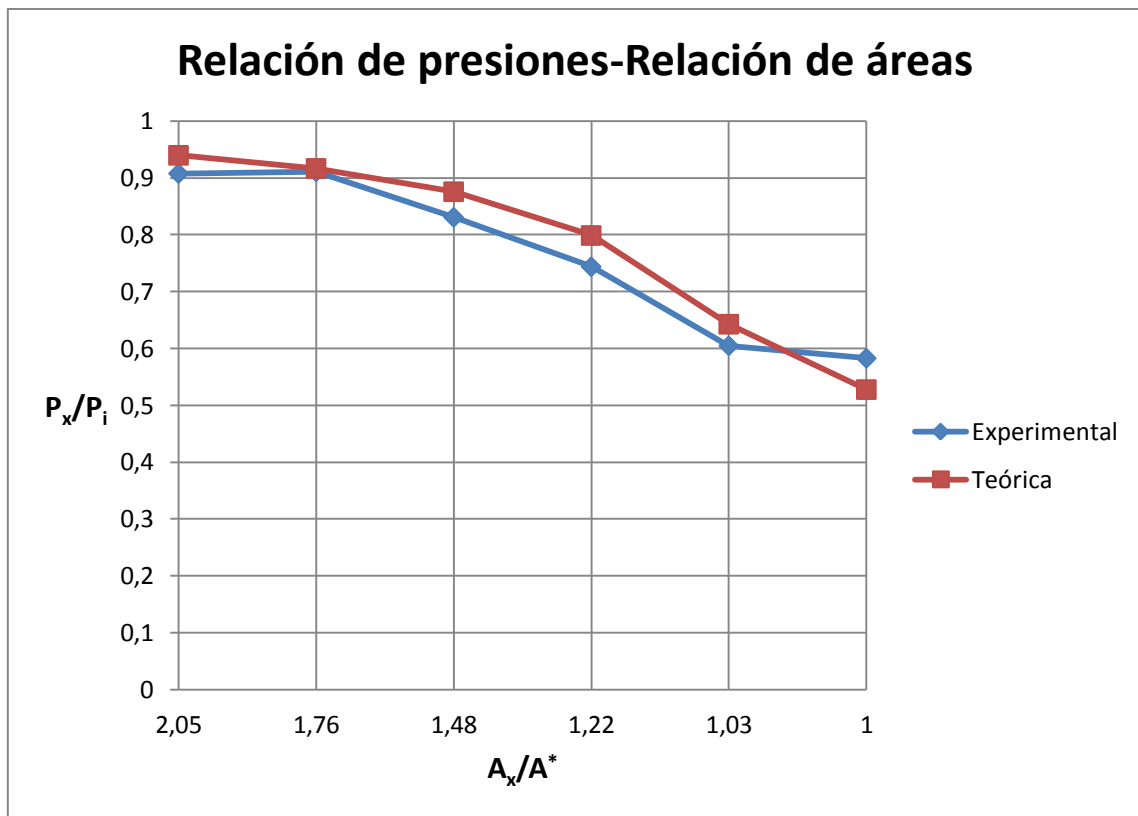
$P_s/P_i=0,354$



La distribución de presiones y las condiciones de flujo no han variado.

Fuera de la tobera el flujo se expande hasta igualar la contrapresión mediante una onda de expansión oblicua. Dicha onda de expansión es más fuerte que en el caso anterior por ser mayor la diferencia de presiones entre la presión crítica ya la contrapresión.

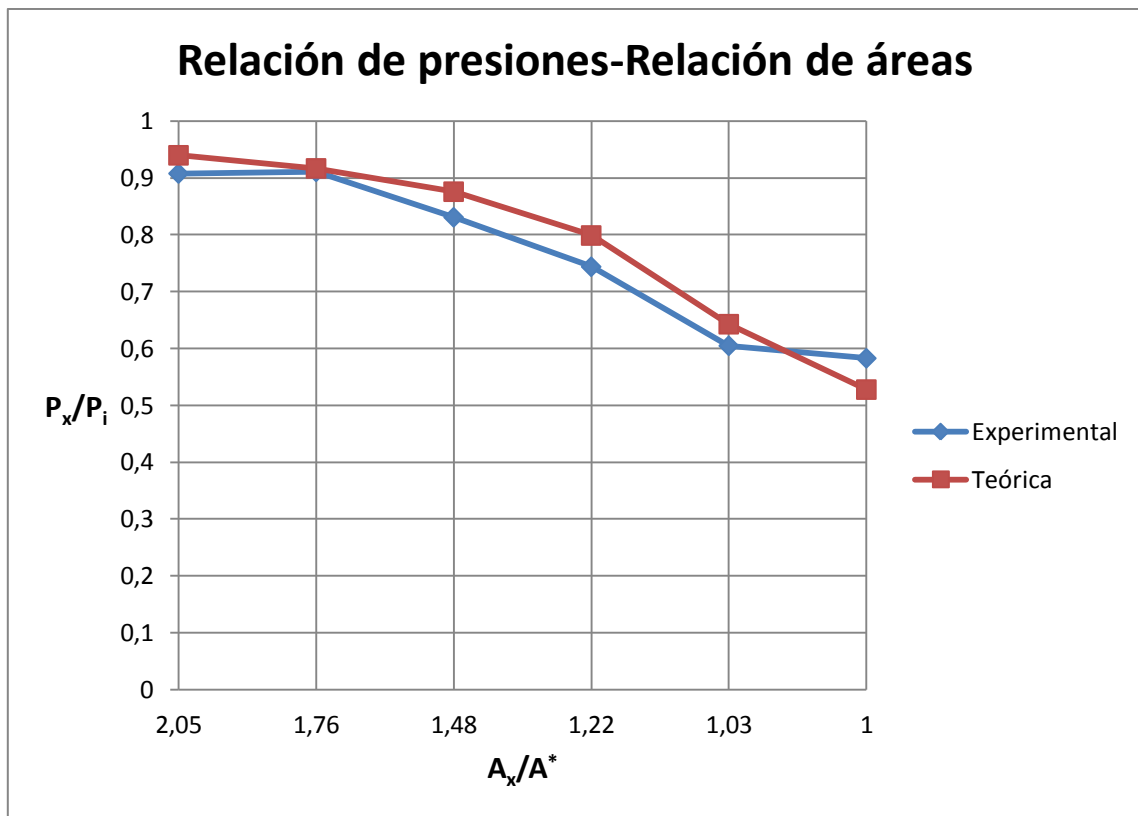
$P_s/P_i=0,282$



La distribución de presiones y las condiciones de flujo no han variado.

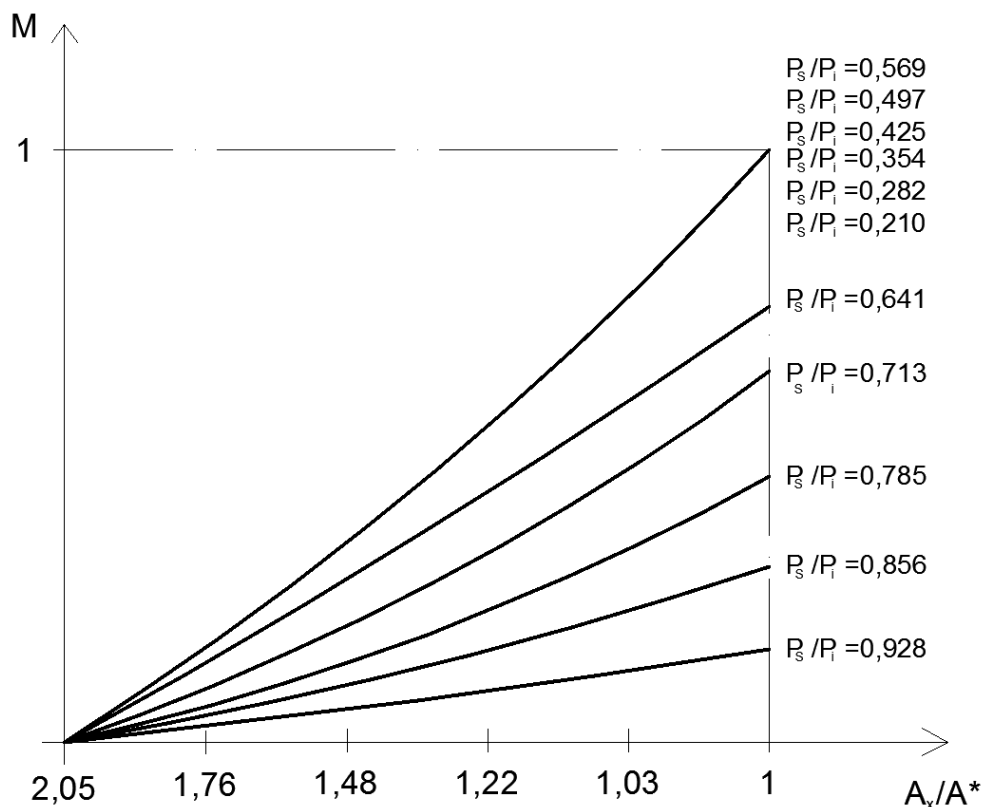
Fuera de la tobera el flujo se expande hasta igualar la contrapresión mediante una onda de expansión oblicua.

$P_s/P_i=0,210$



La distribución de presiones y las condiciones de flujo no han variado.

Fuera de la tobera el flujo se expande hasta igualar la contrapresión mediante una onda de expansión oblicua. En este caso la onda de expansión es la más “fuerte” de todas.



A modo de resumen, para la tobera C, se representa la evolución del número de Mach a lo largo de la tobera para cada relación de presión (P_s/P_i).

En ella se puede ver que el flujo es subsónico en toda la tobera y que cuando la relación de presiones es similar a la de diseño ($P_s/P_i=0,569\approx 0,528$) se llega a flujo sónico en la garganta. En estas condiciones la tobera se encuentra estrangulada.

Si se disminuye aún más la contrapresión las condiciones dentro de la tobera no cambian. Sin embargo, fuera de ella, el fluido se expande hasta igualar la contrapresión mediante una onda de expansión oblicua.

CONCLUSIONES

En esta práctica se ha estudiado el flujo compresible en una tobera convergente y dos convergente-divergente.

En las toberas convergente-divergente los resultados han sido los esperados. En los casos en que se producían ondas de choque en la parte divergente, la diferencia de presiones era significativa. Esta diferencia puede ser debida a que las medidas reales son efectuadas en la pared de la tobera pudiéndose ver afectadas por la capa límite o por la turbulencia que pudiera haber. Cuando la relación de presiones P_s/P_i era similar a la de diseño de la tobera, el fluido se expandía de forma isentrópica a lo largo de la tobera sin que se produjesen ondas de choque ni dentro ni fuera de la tobera.



Para la tobera convergente, se ha visto que lo máximo que se puede acelerar un fluido es hasta la velocidad sónica. Además, se puede decir que una tobera convergente puede actuar como una válvula limitante de flujo, permitiendo solamente cierto caudal para unas condiciones de remanso dadas.

PRÁCTICA 2

Estudio experimental de una turbina *Turgo*



Práctica 2: ESTUDIO EXPERIMENTAL DE UNA TURBINA TURGO

OBJETIVO

- Determinar el coeficiente de contracción del chorro (C_c) a la salida del inyector.
- Deducir experimentalmente las curvas de rendimiento del rodete (η_r) y del rendimiento total de la turbina (η_t) en función de la velocidad n (r.p.m) para diversos grados de abertura del inyector, con altura neta constante en el entorno de $H=18,6m$.
- Dibujar las curvas de isorrendimientos, “**colinas de rendimientos**” (considerando el rendimiento total) en un diagrama (n, Q) para una altura neta uniforme de **$H=18,6m$** .
- Determinar los diversos coeficientes de velocidad, y la velocidad a la que debe girar la turbina para obtener el máximo rendimiento para diversos caudales y altura neta constante **$H=18,6m$** .

FUNDAMENTOS TEÓRICOS

La turbina Turgo es una turbina de acción, es decir, la energía potencial que posee el flujo de agua al entrar en la turbina se transforma en energía cinética y de presión íntegramente en el inyector. En consecuencia, el rodete sólo recibe energía cinética y la presión del flujo a la entrada y a la salida del mismo no cambia.

Las turbinas de acción no son radiales, semiaxiales, ni axiales, sino que forman una categoría especial, la de turbinas tangenciales. El agua se mueve en el rodete esencialmente en un plano tangencial.

Fue desarrollada por la compañía Gilkes en 1919 a partir de una modificación de la turbina Pelton.

El rodete de una Turgo se parece a un rodete de una Pelton partido por la mitad. Para la misma potencia, el rodete de la Turgo tiene la mitad del diámetro que el de un rodete Pelton y dobla la velocidad específica. El rodete de una turgo puede manejar un mayor flujo de agua que la pelton debido a que el agua que sale no interfiere con las paletas adyacentes.



La principal diferencia entre la turbina Pelton y la Turgo está en el ángulo de incidencia del chorro del agua. En la Pelton, el chorro es tangencial, y en la Turgo es lateral. El chorro del agua incide en el inyector y en el rotor lateralmente, formando un ángulo entre 100 y 200°. El agua escurre por las hélices saliendo libremente al otro lado para el canal de fuga.



Algunas ventajas de la turbina Turgo respecto a la Pelton o a la Francis son:

- En primer lugar, el rodete es más barato de fabricar que el de una Pelton.
- En segundo lugar no necesita una carcasa hermética como la Francis.
- En tercer lugar tiene una velocidad específica más elevada y puede manejar un mayor flujo para el mismo diámetro que una turbina Pelton, conllevando por tanto una reducción del coste del generador y de la instalación.

Las turbinas Turgo operan en un campo de desniveles en el que se solapan las turbinas Francis y Pelton. Aunque existen muchas instalaciones grandes con turbinas Turgo, estas se utilizan más en instalaciones hidráulicas pequeñas en las que es importante el bajo coste.

MONTAJE EXPERIMENTAL

En la **Figura 1** se puede ver el montaje experimental de la turbina del laboratorio. En ella se puede ver que manejando cualquiera de las cinco válvulas que hay en las cuatro tuberías horizontales en paralelo, se simula una altura neta constante, aproximadamente en la turbina.

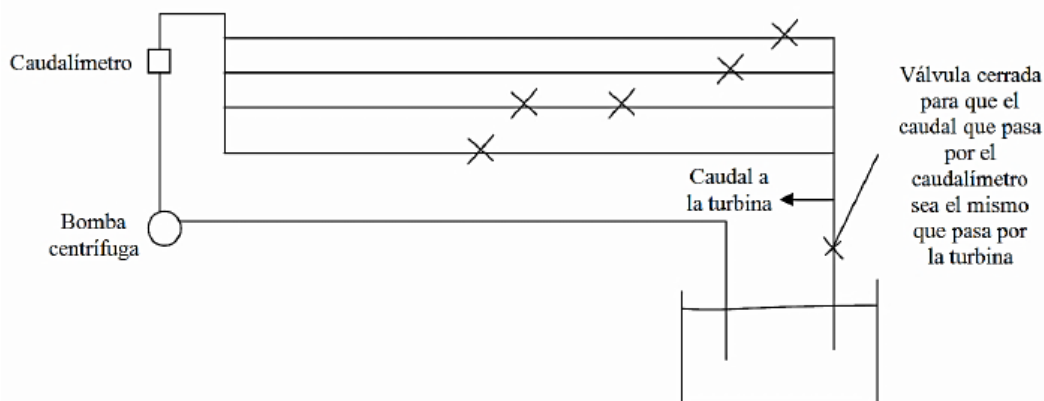


Figura 1: Montaje experimental

ALTURA NETA DE LA TURBINA

Por definición, ésta es la diferencia de alturas totales entre la entrada y salida de la turbina.

$$H = \left(\frac{P}{\rho \cdot g} + \frac{v^2}{2 \cdot g} + Z \right)_{Entrada} - \left(\frac{P}{\rho \cdot g} + \frac{v^2}{2 \cdot g} + Z \right)_{Salida} \quad (1)$$

Como entrada a la turbina se toma la del inyector y como salida se considera el eje de rotación de la turbina. Siendo la distancia entre estos dos puntos de 265 mm como se puede apreciar en la **Figura 2**.

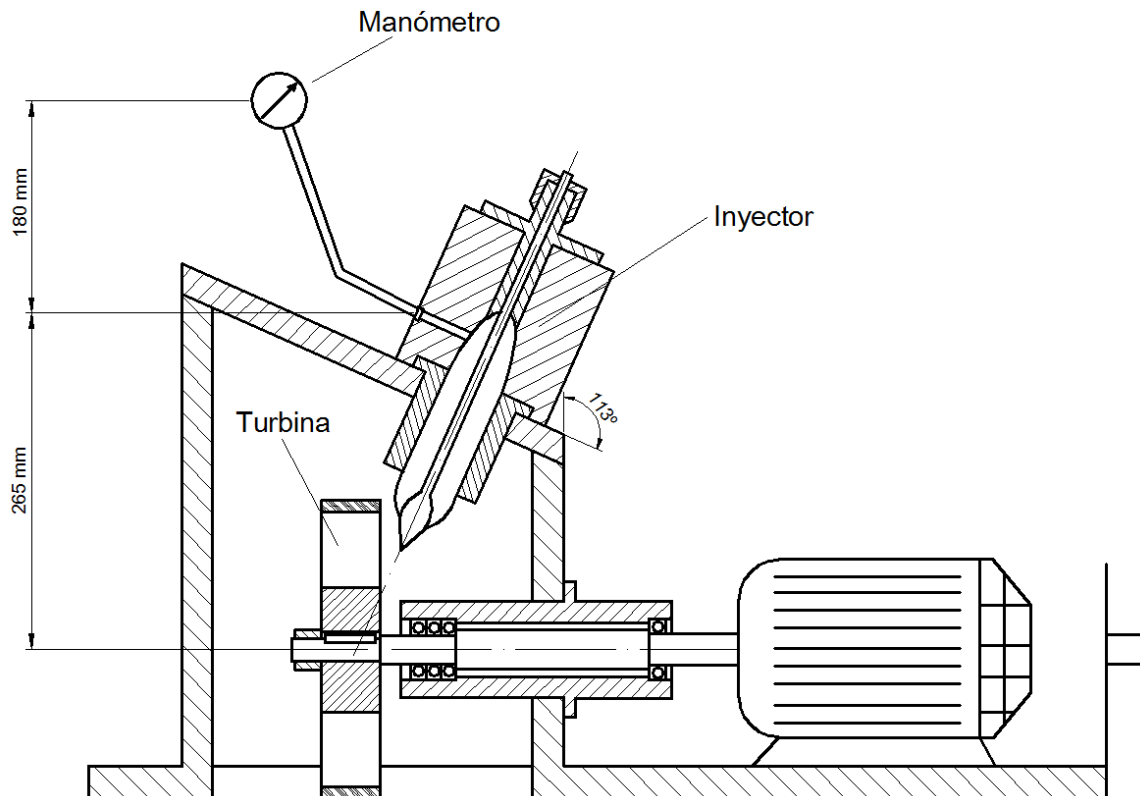


Figura 2: Turbina Turgo seccionada

La turbina Turgo es de acción, por lo que la presión (relativa) del agua a la salida es cero, lo mismo que a la entrada del rodete, que es un chorro libre. La “z” a la salida es cero, pues la tomamos como origen.

Para la realización de la práctica se ha escogido como altura neta $H=18,6\text{m}$. ya que es la altura que nos da el equipo existente en el laboratorio a la entrada del inyector. A continuación se va a graficar la curva (H,Q) de la bomba que hay en el laboratorio tal y como aparece en la **Figura 3**.

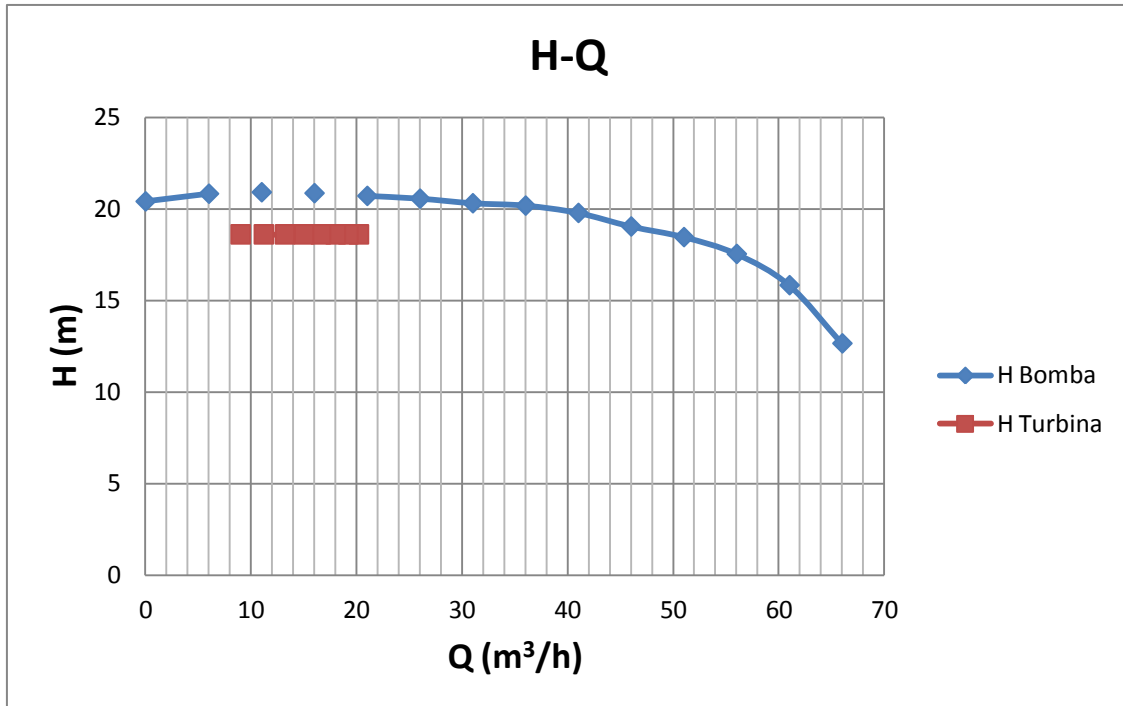


Figura 3: Curva H - Q y condiciones de funcionamiento de la turbina

En la **Figura 3** se puede ver la curva (H , Q) que nos da la bomba y los distintos caudales obtenidos al variar la abertura del inyector para una altura fija de $H=18,6$ m. Como se puede ver, los puntos de funcionamiento de la turbina Turgo se encuentran por debajo de la curva polinómica de la bomba, por tanto, la altura escogida para realizar el experimento es la adecuada.

La presión a la entrada de la turbina se mide con un manómetro (tipo Bourdon o con uno diferencial de diafragma) colocado 180 mm por encima de la entrada.

Expresión de la altura neta:

$$H = \frac{P_E}{\rho \cdot g} + \frac{v_E^2}{2 \cdot g} + Z_E = \frac{P_{\text{Manómetro}}}{\rho \cdot g} + 0,18 + \frac{v_E^2}{2 \cdot g} + 0,265 \quad (2)$$

Dado que la presión del manómetro viene en kg/cm^2 ó en bar, según el manómetro empleado, y el caudal medido viene en m^3/h , podemos expresar:

$$H = 10 \cdot P_{\text{man}} \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right) + 0,18 + 9,4 \cdot 10^{-4} \cdot Q^2 \left(\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right) + 0,265 \quad (3)$$

Y si la presión se mide en bar:

$$H = 10,2 \cdot P_{\text{man}}(\text{bar}) + 0,18 + 9,4 \cdot 10^{-4} \cdot Q^2 \left(\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right) + 0,265 \quad (3')$$

Como a lo largo de la experiencia se ha de mantener $H=\text{cte} \approx 18,6$ m, la presión del manómetro, que se ha de conseguir jugando con las válvulas del circuito hidráulico, la deduciremos de la ecuación (3) ó (3'), siendo para cada caudal distinta. Como indica la siguiente tabla:

Q (m ³ /h)	P _{manómetro} (kg/cm ²) para una altura neta H=18,6m	P _{manómetro} (bar) para una altura neta H=18,6m
4	1,81	1,77
5	1,81	1,77
6	1,81	1,77
7	1,81	1,77
8	1,81	1,77
9	1,80	1,76
10	1,80	1,76
11	1,80	1,76
12	1,80	1,76
13	1,80	1,76
14	1,79	1,75
15	1,79	1,75
16	1,79	1,75

Como la influencia del caudal en la presión del manómetro para mantener H constante es pequeña, **se realizará la práctica manteniendo constante la presión del manómetro en:**

Presión del manómetro=1,8 Kg/cm²=1,76 bar

Cuando se esté haciendo medidas, para una posición fija del inyector, la presión indicada por el manómetro oscilará, cambiará aleatoriamente, lo que nos obligaría a estar continuamente jugando con las válvulas. Para evitar esto se tomará nota de la presión del manómetro en cada medida, anotando esos pequeños cambios “caóticos”.

Posteriormente se transformará las medidas obtenidas, mediante las relaciones de semejanza, a las que se habrían obtenido si realmente la altura neta hubiera sido, rigurosamente, **18’6 m.**

RENDIMIENTO DEL INYECTOR

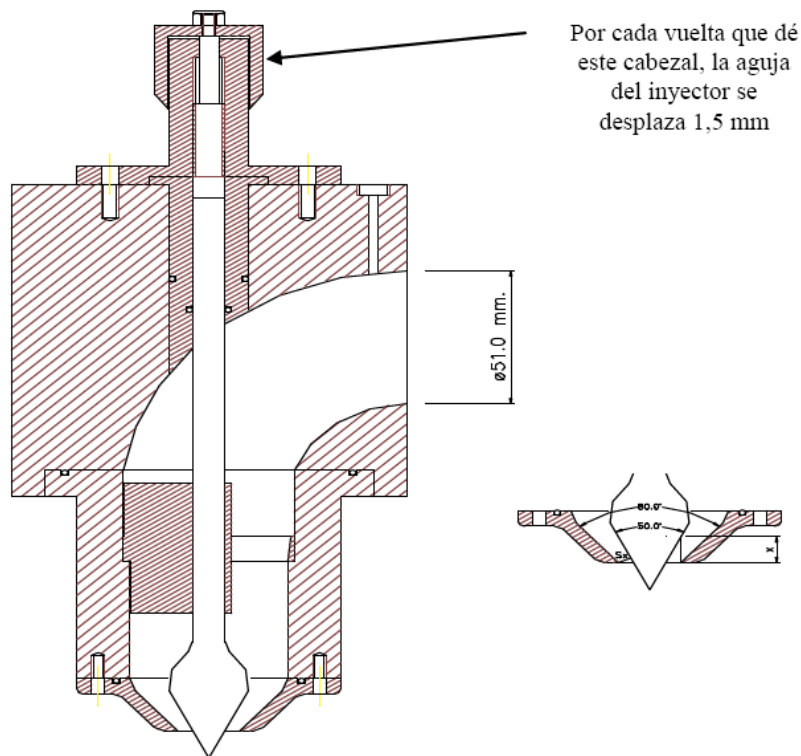


Figura 4: *Inyector seccionado*

En la **Figura 4** se puede ver la sección de entrada al inyector, y también a la turbina, sección E, tiene un área normal al flujo que corresponde a un diámetro $D_E = 51 \text{ mm}$. En esta sección está la toma piezométrica para el manómetro, situado 265 mm por encima de la entrada del inyector. En la **Figura 5** están representados los elementos que constituyen la instalación.

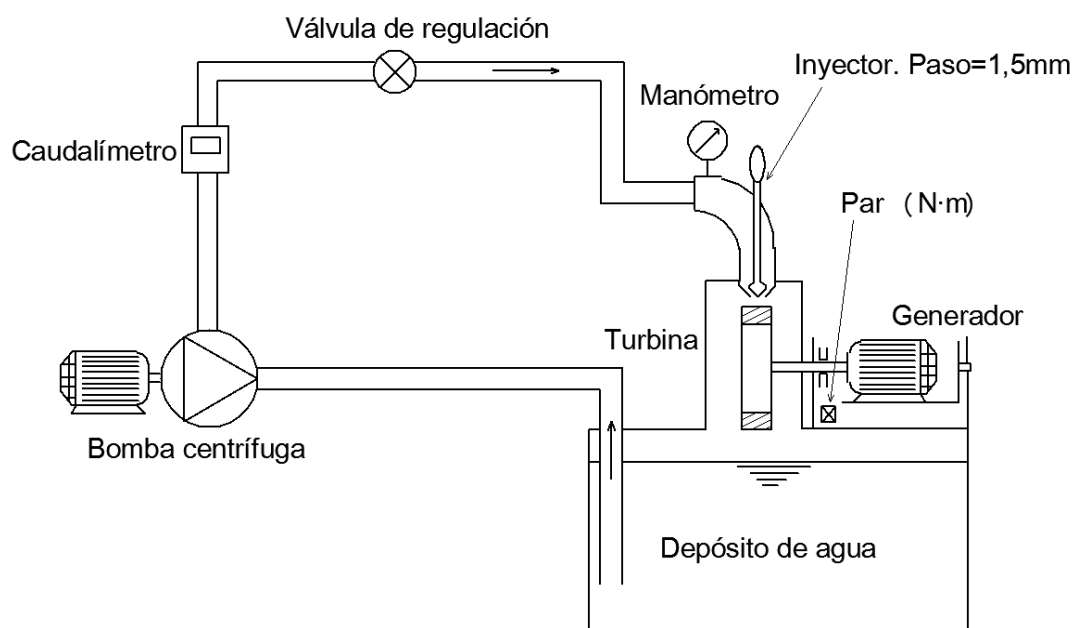


Figura 5: *Esquema de la instalación*

El rendimiento del inyector es una medida de las pérdidas energéticas, altura de pérdidas, entre la entrada del inyector y el chorro libre inmediatamente antes de impactar con los álabes. En nuestro caso incluye un codo a 90°, el paso por la tobera-aguja del inyector, y el rozamiento con el aire del pequeño tramo de chorro libre entre la salida de la tobera y el rodete.

Analíticamente queda definido mediante la ec.4:

$$\eta_{inyector} = \frac{\frac{C_1^2}{2 \cdot g}}{H} = K_{c1}^2 \quad (4)$$

Siendo C_1 la velocidad absoluta del chorro inmediatamente antes de impactar con los álabes, se aproximará a la velocidad absoluta en la vena contracta, donde el diámetro del chorro es el más pequeño (d_0).

PARÁMETROS DEL INYECTOR

En las **Figura 6** y **Figura 7** están representadas las dimensiones geométricas del inyector utilizado en el experimento.

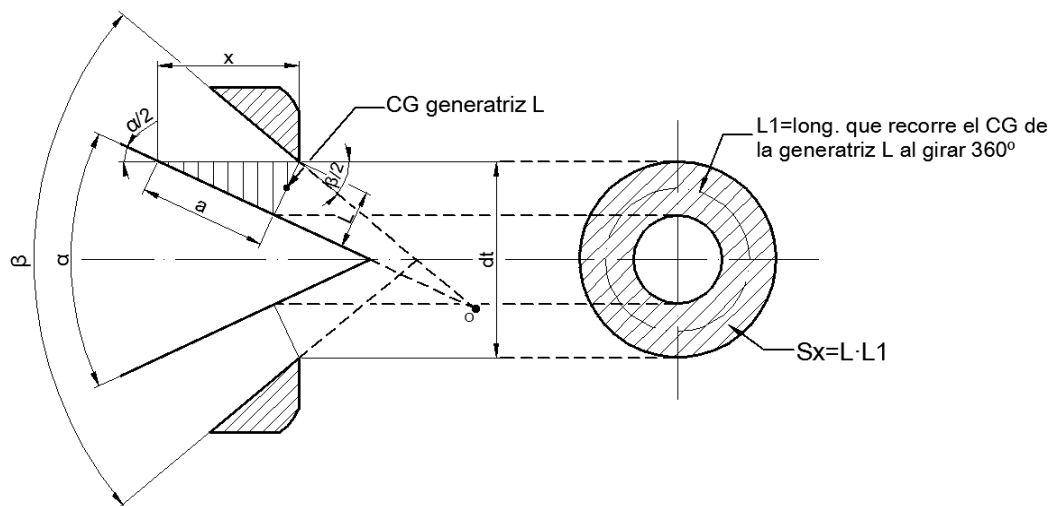


Figura 6: Dimensiones geométricas I

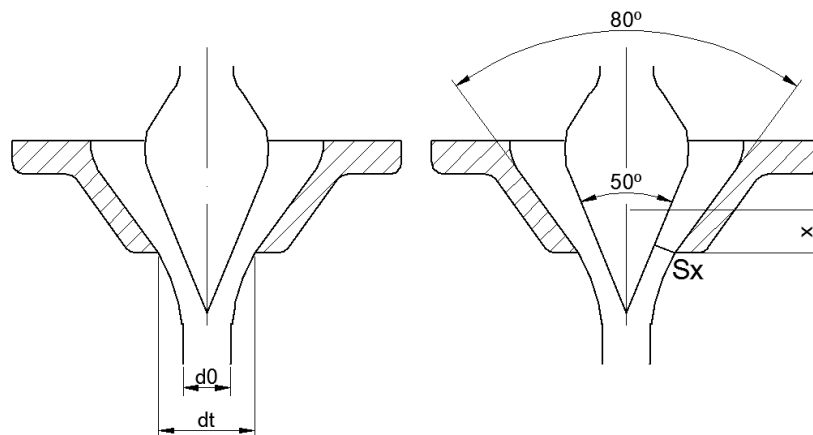


Figura 7: Dimensiones geométricas II

Siendo:

- α : Ángulo de la aguja del inyector=50°
- β : Ángulo de la tobera del inyector=80°
- x : Desplazamiento axial de la aguja, siendo $x=15\text{mm}$ el máximo desplazamiento que se utilizará para la realización del experimento
- d_t : Diámetro de la tobera=24mm

Como bien se ha comentado antes, las pérdidas que se producen en el inyector están directamente relacionadas con la contracción del chorro a la salida de éste. Por la experiencia, se sabe, que dichas pérdidas son, en régimen permanente, proporcionales al cuadrado del caudal. Por ello, la ecuación empírica que describe el comportamiento del rendimiento del inyector en función de “x” es la siguiente:

$$\eta_{\text{inyector}} = K_{c1}^2 = 0,985 - 0,042 \cdot \left(\frac{x}{L}\right)^{1,8} \quad (5)$$

La representación gráfica de la ecuación anterior viene representada en la **Figura 8**

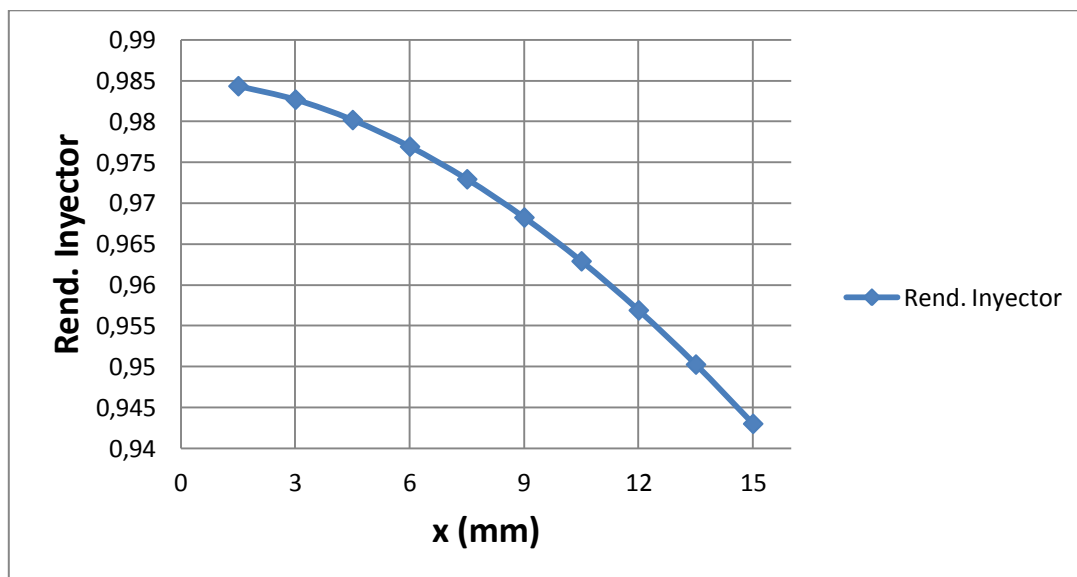


Figura 8: Rendimiento inyector en función de “x”

En la **Figura 8** se puede ver como al aumentar la “x” el rendimiento del inyector disminuye. Esto tiene sentido ya que al aumentar “x” aumenta el caudal y, por tanto, al aumentar el caudal disminuye el rendimiento del inyector por lo comentado anteriormente.

DESARROLLO ANALÍTICO

En la **Figura 6** se puede ver la sección del chorro, S_x , normal al flujo en la salida de la tobera. Esta superficie es tronco-cónica, cuyo diámetro mayor es d_t y cuya generatriz es “L”, que junto con el vértice opuesto “0” forma un triángulo isósceles. Si la generatriz “L” la giramos respecto al eje del inyector, genera la superficie tronco-cónica de salida S_x .

Teniendo en cuenta el teorema de Guldin, el cálculo de S_x es:

$$S_x = L \cdot \pi \cdot D(L) \quad (6)$$

Siendo $\pi D(L)$ la distancia recorrida por el centroide de la generatriz L en una rotación completa alrededor del eje de rotación del inyector.

$$D(L) = d_t - a \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) \quad (7)$$

Si se considera el teorema del seno en el triángulo rallado de lados “ L ”, “ x ” y “ a ” de la **Figura 6**

$$\frac{x}{\sin\left(\pi - \frac{1}{2} \cdot \left(\pi - \frac{\beta - \alpha}{2}\right)\right)} = \frac{L}{\sin\left(\frac{\alpha}{2}\right)} = \frac{a}{\sin\left(\pi - \frac{1}{2} \cdot \left(\pi - \frac{\beta - \alpha}{2}\right) - \frac{\beta}{2}\right)} \quad (8)$$

Se obtiene para la sección normal S_x :

$$S_x = \pi \cdot x \cdot \frac{\sin\left(\frac{\alpha}{2}\right)}{\cos\left(\frac{\beta - \alpha}{4}\right)} \cdot \left(d_t - x \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) \cdot \frac{\cos\left(\frac{\beta + \alpha}{4}\right)}{\cos\left(\frac{\beta - \alpha}{4}\right)}\right) \quad (9)$$

x(mm)	1,5	3	4,5	6	7,5	9	10,5	12	13,5	15
$S_x(\text{mm}^2)$	47	92	135	175	214	250	284	316	346	374

En la **Figura 9** está representada la ec.9. En ella se puede ver que S_x adquiere una forma cuadrática en función del desplazamiento lineal x .

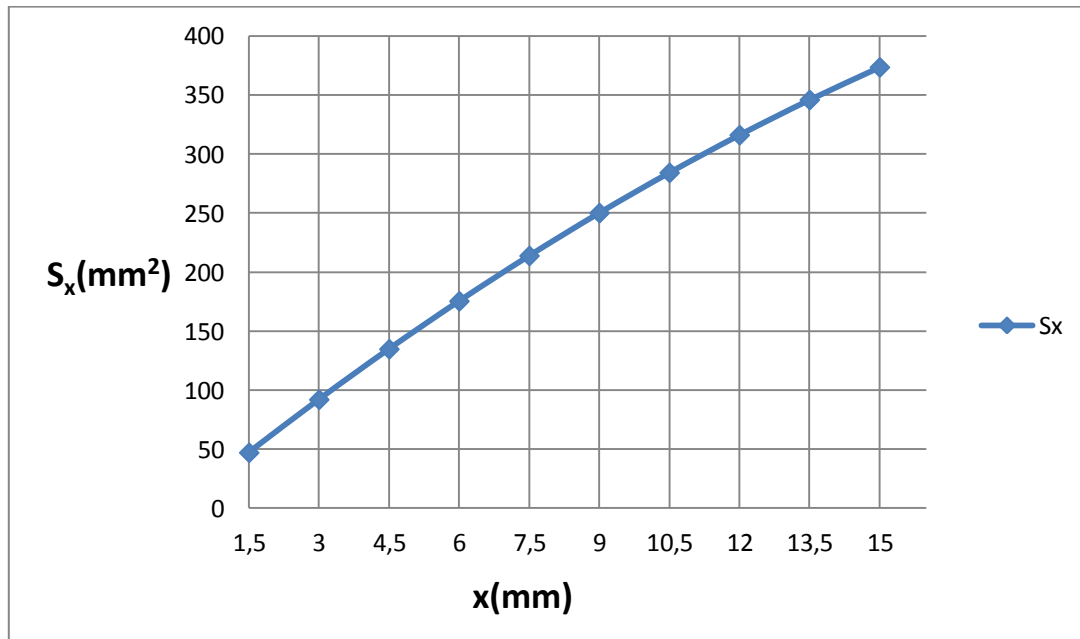


Figura 9: S_x en función de x

COEFICIENTE DE CONTRACCIÓN

Entre la sección de salida del inyector y la sección del chorro ya formado hay una contracción definida por el **coeficiente de contracción** C_c . Dicho coeficiente queda expresado por la ec.10:

$$C_c = \frac{\frac{\pi \cdot d_0^2}{4}}{S_x} \quad (10)$$

Siendo d_0 el diámetro del chorro nada más llegar al álabe. Se cumple que $C_c \leq 1$. Este coeficiente de contracción depende del rendimiento del inyector. Veamos:

$$\eta_{inyector} = \frac{\frac{C_1^2}{2 \cdot g}}{H} ; C_1 = \sqrt{2 \cdot g \cdot H \cdot \eta_{inyector}} \quad (11)$$

$$C_c = \frac{\frac{\pi \cdot d_0^2}{4}}{S_x} = \frac{\frac{Q}{C_1}}{S_x} = \frac{Q}{S_x \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H \cdot \eta_{inyector}}} \quad (12)$$

Por tanto, para una altura neta y una abertura del inyector “x” dada (Q queda determinado), el rendimiento del inyector impone el coeficiente de contracción, o viceversa. Elegir uno de estos dos parámetros es, también, fijar el otro.

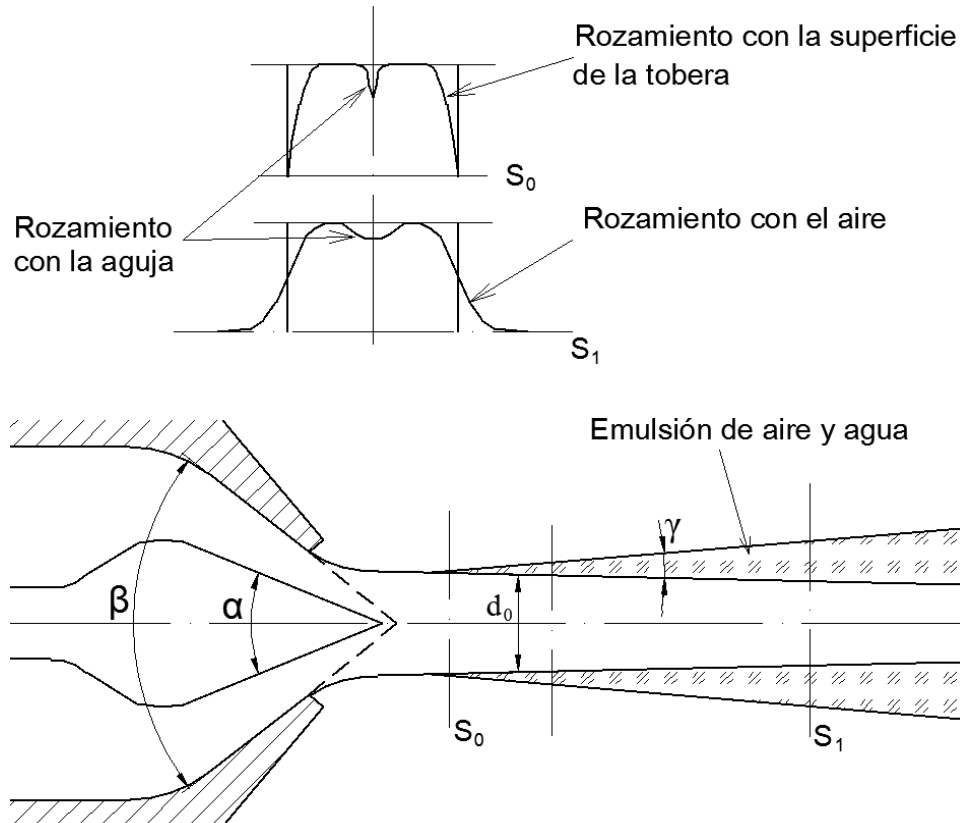


Figura 10: Evolución del chorro a la salida del inyector

En la **Figura 10** se puede ver la evolución del chorro a salida del inyector. Formado el chorro con un diámetro d_0 en la vena contracta, comienza a formarse una emulsión con el aire, formándose como un tubo convergente dentro del cual va el chorro líquido. Por otra parte, el chorro no tiene velocidad uniforme.

La velocidad absoluta C_1 es la del chorro en la vena contracta, donde el diámetro es d_0 . Para la velocidad del chorro inmediatamente antes del impacto con los álabes se hará la aproximación de que también es C_1 . Así, el caudal se expresará:

$$Q = C_1 \cdot \frac{\pi \cdot d_0^2}{4} = C_1 \cdot S_x \cdot C_c \quad (13)$$

POTENCIA NETA

Es la que el agua entrega a la turbina, la que pierde el flujo. Es la potencia que tiene el agua a la entrada de la turbina menos la que tiene a la salida (que se ha aproximado a cero). Analíticamente queda expresada:

$$P_{\text{neta}} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H \quad (14)$$

POTENCIA ÚTIL

Es la potencia mecánica que nos entrega la turbina en su eje (P_{eje}), el producto del “momento de fuerzas” que transmite el eje de la turbina al generador por su velocidad angular. La velocidad angular se mide mediante un sensor inductivo que detecta el paso de los dientes de una pequeña corona dentada que tiene el eje.

El “momento de fuerzas” se mide colocando coaxial a la turbina un generador eléctrico que absorbe todo el “par” del eje, y este generador está anclado en un columpio que también es coaxial con el eje de la turbina. El “par de fuerzas” exterior que se ha de hacer sobre el columpio para que no gire, para que no se desplace angularmente, es igual al “par” que entrega la turbina y absorbe el generador. En la **Figura 11** aparece esquematizado como se mide el par.

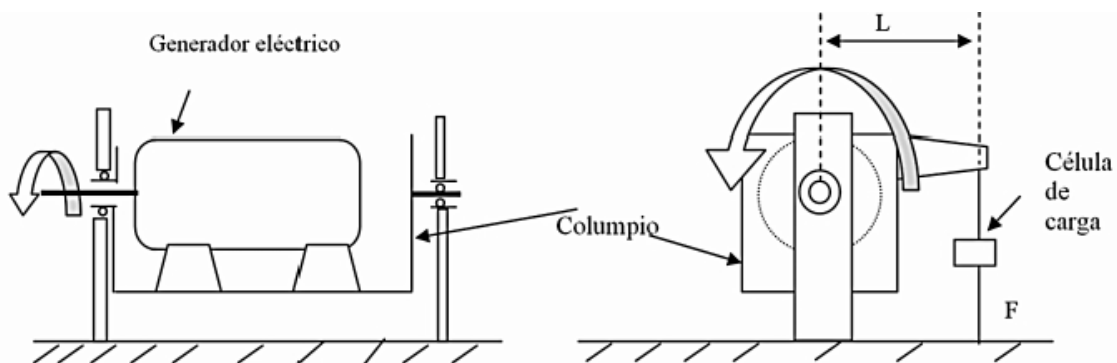


Figura 11: Un esquema de cómo el generador eléctrico, que hace de freno a la turbina, está montado sobre el columpio. La fuerza (F) que mide la célula de carga, multiplicada por la distancia al eje (L), nos da el par que transmite el eje (M).

Así, la potencia útil es:

$$P_{\text{útil}} = P_{\text{eje}} = M \cdot \omega \quad (15)$$

RENDIMIENTO DEL RODETE

Dado que se ha hecho la aproximación de que la velocidad absoluta (C_1) en la vena contracta se mantiene en la pequeña longitud del chorro hasta el choque con los álabes, se define el rendimiento del rodete:

$$\eta_{\text{rodete}} = \frac{P_{\text{eje}}}{P_{\text{chorro de agua que impacta}}} = \frac{P_{\text{eje}}}{\rho \cdot g \cdot Q \cdot \frac{C_1^2}{2 \cdot g}} \quad (16)$$

Incluye:

1. Las pérdidas en el choque del agua sobre los álabes, ya que no es un choque elástico
2. La potencia que tiene el agua después de salir de los álabes, dado que sale con una pequeña velocidad, distinta en cada punto y en cada instante, y difícilísima de medir
3. Las pérdidas por rozamiento del rodete que gira sumergido en el aire, el cual le produce un considerable freno
4. Las pérdidas en los cojinetes de la turbina

RENDIMIENTO TOTAL

El rendimiento total se define:

$$\eta_{\text{total}} = \frac{P_{\text{eje}}}{P_{\text{neta}}} \quad (17)$$

Si todas las pérdidas están incluidas en las definiciones del rendimiento del inyector y del rodete y éstos están bien definidos ha de cumplirse que:

$$\eta_{\text{total}} = \eta_{\text{inyector}} \cdot \eta_{\text{rodete}} \quad (18)$$

Comprobación:

$$\eta_{\text{inyector}} \cdot \eta_{\text{rodete}} = \frac{\frac{C_1^2}{2 \cdot g}}{H} \cdot \frac{P_{\text{eje}}}{\rho \cdot g \cdot Q \cdot \frac{C_1^2}{2 \cdot g}} = \frac{P_{\text{eje}}}{P_{\text{neta}}} = \eta_{\text{total}} \quad (19)$$

Por tanto, están definidos coherentemente.

No se ha mencionado un posible rendimiento volumétrico, y esto es porque se supone que el rodete está bien diseñado y por tanto todo el caudal impacta con los álabes, con el rodete, y por tanto: $\eta_{\text{volumétrico}}=1$.

Si el diseño se hubiera hecho con pocos álabes, una porción del chorro pasaría entre los álabes y no impactaría con el rodete ($\eta_{\text{volumétrico}} < 1$), pero éste no es nuestro caso, a menos que nos acerquemos al embalamiento.

COEFICIENTES DE VELOCIDAD

Se definen como el cociente entre la velocidad, la considerada en cada caso, dividida por $(2gH)^{1/2}$, siendo H la altura neta. Así:

$$K_{C1} = \frac{C_1}{\sqrt{2 \cdot g \cdot H}} \quad (20)$$

Como fácilmente se comprueba de la ec.4:

$$K_{C1} = \sqrt{\eta_{\text{inyector}}} \quad (21)$$

K_{U1} lo definimos de la misma manera, pero, en la situación de máximo rendimiento, refiriéndonos a cada posición del inyector:

$$K_{U1} = \left. \frac{U_1}{\sqrt{2 \cdot g \cdot H}} \right|_{\text{con } \eta_{\text{max}} \text{ para cada "x"}} \quad (21)$$

Siendo U_1 la velocidad del álabe referida al diámetro nominal:

$$U_1 = \omega \cdot R_{\text{nominal rodete}} \quad (22)$$

El radio nominal del rodete es 70mm.

Al estudiar la turbina Pelton se vio, en teoría, en el supuesto de choque elástico, que la velocidad U_1 tenía que ser la mitad de C_1 . En nuestro caso, al ser la turbina Turgo similar a la Pelton, también se cumple:

$$U_1 \lesssim \frac{C_1}{2} \Rightarrow K_{U1} \lesssim \frac{K_{C1}}{2} \quad ; \quad \frac{U_1}{C_1} = \frac{K_{U1}}{K_{C1}} \lesssim 0,5 \quad (23)$$

Si la turbina se dejara libre, si el generador eléctrico no la frenara, es decir, **si el Par** transmitido por el eje fuera **cero**, la turbina estaría **embalada**.

Esta situación se consigue aumentando poco a poco la velocidad angular hasta que el Par sobre el columpio sea cero y la célula de carga no haga fuerza alguna. Si además el rodete no fuera frenado por el aire ni por los rozamientos mecánicos de cojinetes, se cumpliría en el embalamiento:

$$U_{1(\text{embalamiento})} = C_1 \quad (24)$$

Se define $K_{U1(embalamiento)}$:

$$K_{U1(embalamiento)} = \frac{U_{embalamiento}}{\sqrt{2 \cdot g \cdot H}} \quad (25)$$

En la práctica el rodete es frenado por el aire, y no poco, y por rozamientos mecánicos en los cojinetes, por lo que: $K_{U1(embalamiento)} < K_{C1}$

La diferencia es una medida relativa del freno del rodete por el aire y cojinetes de la turbina.

PARÁMETROS QUE HAN DE MEDIRSE

Se hará un conjunto de medidas para varias aperturas del inyector, en concreto para:

x=4,5; 6; 7,5; 9; 10,5; 12; 13,5; 15 mm

Corresponden a 3 vueltas, 4, 5,... hasta 10 vueltas de la aguja del inyector, partiendo del inyector cerrado. No se realizarán mediciones para 1 y 2 vueltas debido a que los resultados obtenidos son erróneos.

La presión en el manómetro deberá de ser:

$P_{manómetro}=1,8\text{kg/cm}^2=1,76\text{bar}$

Para cada abertura del inyector (x) se variará la velocidad de la turbina desde aproximadamente 450rpm hasta 1500rpm tomando hasta 11 valores distintos. Se hará imponiendo diversas frecuencias a la corriente eléctrica producida por el generador, mediante un variador de frecuencia.

Se procurará experimentar, para cada posición del inyector (x), con las velocidades propuestas como orientativas, aunque en los cálculos se tendrán en cuenta las que realmente se hayan medido. Se añadirá la velocidad de embalamiento ($M=0$).

Se ha elegido el intervalo comprendido entre 450 rpm y 1500 rpm porque entre ellas está el punto de operación de máximo rendimiento de la turbina, y nos interesa medirlo con precisión. En la **Figura 12** aparece la tabla que habrá que rellenar.

x (mm)	n (rpm) orientativas	n (rpm) medidas	$P_{manómetro}$ (kg/cm^2) ó (bar)	Q (m^3/h)	Par de freno (N·m)
	≈450				
	≈600				
	≈750				
	≈900				
	≈1000				
	≈1100				
	≈1200				
	≈1300				
	≈1400				
	≈1500				
	Embalamiento				

Figura 12: Tabla a rellenar para cada "x"

Mientras no se cambie la apertura del inyector (x) ni se modifiquen las válvulas del circuito, el caudal (Q) y la presión indicada por el manómetro tendrían que ser constantes en el tiempo, pero en realidad no es así. Por el comportamiento del motor-bomba que simula el salto de agua y por la falta de estabilidad de la red eléctrica estos valores fluctúan. Tomaremos nota de esas fluctuaciones aunque sean pequeñas.

Estos pequeños cambios harán que cambie la altura neta, que será ligeramente distinta en cada punto de operación medido.

Como se trata de simular un salto de agua de altura constante, mediante las **relaciones de semejanza** se calculará los puntos homólogos a los medidos y que tengan, todos ellos, **una altura neta constante: $H=18,6m$**

A los valores homólogos a los obtenidos experimentalmente y correspondientes a **$H=18,6m$** se les llamará “**datos experimentales corregidos**”. Son los valores experimentales que se habrían obtenido para Q , n y Par si la altura neta real hubiese sido constantemente: **$H=18,6m$** .

Los datos que se obtienen experimentalmente para cada una de las posiciones del inyector, vienen recogidos en las siguientes tablas:

x (mm) 3 vueltas	n (rpm)	P manómetro $\approx 1,76bar$	Q (m^3/h)	Par de freno ($N \cdot m$)
4,5				
embalamiento				

x (mm) 4 vueltas	n (rpm)	P manómetro $\approx 1,76bar$	Q (m^3/h)	Par de freno ($N \cdot m$)
6				
embalamiento				

x (mm) 5 vueltas	n (rpm)	P manómetro $\approx 1,76bar$	Q (m^3/h)	Par de freno ($N \cdot m$)
7,5				
embalamiento				

x (mm) 6 vueltas	n (rpm)	P manómetro $\approx 1,76bar$	Q (m^3/h)	Par de freno ($N \cdot m$)
9				
embalamiento				

x (mm) 7 vueltas	n (rpm)	P manómetro ≈1,76bar	Q (m ³ /h)	Par de freno (N·m)
10,5				
embalamiento				

x (mm) 8 vueltas	n (rpm)	P manómetro ≈1,76bar	Q (m ³ /h)	Par de freno (N·m)
12				
embalamiento				

x (mm) 9 vueltas	n (rpm)	P manómetro ≈1,76bar	Q (m ³ /h)	Par de freno (N·m)
13,5				
embalamiento				

x (mm) 10 vueltas	n (rpm)	P manómetro ≈1,76bar	Q (m ³ /h)	Par de freno (N·m)
15				
embalamiento				

n (rpm) ($\eta_{\text{total máximo}}$)	K_{U1} ($\eta_{\text{total máximo}}$)	$K_{U(\text{embalamiento})}$	K_{U1}/K_{C1} ($\eta_{\text{total máximo}}$)	$K_{U(\text{embalamiento})}/K_{C1}$
20	21	22	23	24

CONSTRUCCIÓN DE LAS TABLAS

Para cada x se construirá una tabla. A continuación se detalla cómo rellenar cada tabla columna a columna.

Las cinco primeras columnas son los valores directamente medidos. El par se mide con la célula de carga que mide fuerza, pero ya está multiplicada por su brazo, que es una constante, y por tanto en el display aparece el “par de fuerzas” en (N·m).

6ª Columna:

Se calcula la altura neta (H) mediante la expresión (3) ó (3') según el manómetro utilizado.

7ª Columna:

De los valores medidos se ha obtenido diversas alturas netas “H”. Debido a las fluctuaciones en las medidas, en vez de obtener una sola “H” se obtienen diversas, aunque muy parecidas. Pues bien, se corrigen estas medidas a las que habríamos obtenido si la altura neta hubiera sido rigurosamente constante e igual a $H=18,6\text{m}$.

A los valores de “n”, “Q”, y “par” así obtenidos se les llamará “experimentales corregidos”, puntos homólogos.

Cálculo de la velocidad de rotación corregida: $n(\text{homóloga})$ es la velocidad de la turbina que corresponde al punto homólogo al medido, pero con: $H_{\text{homóloga}}=18,6\text{m}$

$$\frac{H_{\text{homóloga}}}{H} = \left(\frac{n_{\text{homóloga}}}{n} \right)^2 \Rightarrow \text{obtenemos } n_{\text{homóloga}}$$

8ª Columna:

El caudal del punto homólogo al medido y que corresponde a $H_{\text{homóloga}}=18,6\text{m}$ se obtiene:

$$\frac{Q_{\text{homólogo}}}{Q} = \frac{n_{\text{homóloga}}}{n} \Rightarrow \text{obtenemos } Q_{\text{homólogo}}$$

9ª Columna:

El par del punto homólogo:

$$\begin{aligned} \frac{Pot_{\text{homóloga}}}{Pot} &= \left(\frac{n_{\text{homóloga}}}{n} \right)^3 = \frac{Par_{\text{homólogo}}}{Par} \cdot \frac{n_{\text{homóloga}}}{n} \\ \Rightarrow \frac{Par_{\text{homólogo}}}{Par} &= \left(\frac{n_{\text{homóloga}}}{n} \right)^2 \Rightarrow Par_{\text{homólogo}} \end{aligned}$$

Ya se tiene los valores “experimentales corregidos” $n_{\text{homólogo}}$, $Q_{\text{homólogo}}$, $Par_{\text{homólogo}}$, todos ellos correspondientes a la altura neta $H_{\text{homóloga}}=18,6\text{m}$

A partir de ahora todos los cálculos se harán sobre estos valores, columnas 7, 8 y 9.

10ª Columna:

Área de salida del inyector (S_x) en mm^2 , de la ecuación (9); la “x” se pondrá en mm

11ª Columna:

Rendimiento del inyector de la ecuación (5).

12ª Columna:

Coefficiente de velocidad K_{c1} de la ecuación (21).

13ª Columna:

Velocidad absoluta del chorro C_1 en la vena contracta, que se ha aproximado a que es la misma que la inmediatamente anterior al choque. De la ecuación (11), siendo $H=18,6\text{m}$

14ª Columna:

Diámetro del chorro en la vena contracta.

$$Q_{medio} = C_1 \cdot \frac{\pi \cdot d_0^2}{4}$$

El caudal es el de la columna (8) “Q” (**en las unidades correctas**), pero no es único debido a las fluctuaciones inevitables en las medidas. Por eso se utiliza el caudal medio de la columna “8” (en m^3/s) para el cálculo del diámetro “ d_0 ”. ¡Cuidado con las unidades!

15ª Columna:

Coefficiente de contracción C_c , de la ecuación (10). ¡Cuidado con las unidades! Por simple lógica ha de ser ligeramente inferior a la unidad.

16ª Columna:

Potencia útil de la turbina ó potencia en el eje, de la ecuación (15).

17ª Columna:

Potencia neta, de la ecuación (14) calculada con el caudal medio de la columna “8”, y la altura neta: $H=18,6\text{m}$

18ª Columna:

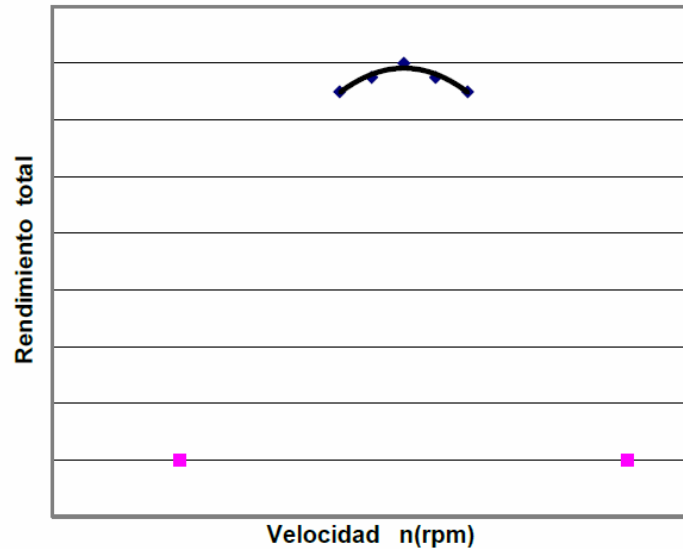
Rendimiento total de la turbina, de la ecuación (13).

19ª Columna:

Rendimiento del rodete. Se calcula despejando de la ecuación (18)

20ª Columna:

Velocidad óptima de la turbina, la que corresponde al rendimiento total máximo de la turbina. Las revoluciones al minuto a que debe girar la turbina para que sea máximo su rendimiento se obtiene a posteriori. Lo normal es que no coincida con ninguno de los puntos experimentales corregidos. Saldrá interpolando en la gráfica:



Los puntos a tener en cuenta para la interpolación no han de ser todos, únicamente nos interesan los cercanos al máximo rendimiento y si hay algún valor díscolo que se sale de la pauta de los demás lo hemos de achacar a un error de medida y lo lógico es no contar con él.

21ª Columna:

“Coeficiente de velocidad de arrastre” K_{u1} , calculado en la situación de máximo rendimiento, con la velocidad de rotación deducida en la columna anterior.

$$K_{u1} = \left(\frac{U_1}{\sqrt{2 \cdot g \cdot H}} \right)_{\eta(\text{máximo})} = \frac{\omega_{\eta(\text{máximo})} \cdot R}{\sqrt{2 \cdot g \cdot H}}$$

El radio nominal del rodete es: $R=70\text{mm}$ y $H=18,6\text{m}$

22ª Columna:

“Coeficiente de velocidad de embalamiento” $K_{U\text{embalamiento}}$

$$K_{U\text{embalamiento}} = \frac{\omega_{\text{embalamiento}} \cdot R}{\sqrt{2 \cdot g \cdot H}}$$

El punto de embalamiento es uno de los medidos y corregido para $H=18,6\text{m}$

23ª Columna:

El cociente entre: $(K_{U1}/K_{C1})_{\eta(\text{total máximo})}$

En el supuesto de un choque elástico, de una turbina ideal, daría 0,5. La experiencia dice que sale algo menor, ya que la turbina ha de girar a tal velocidad que la velocidad de los álabes U_1 sea algo menor que la mitad de la del chorro C_1 .

24ª Columna

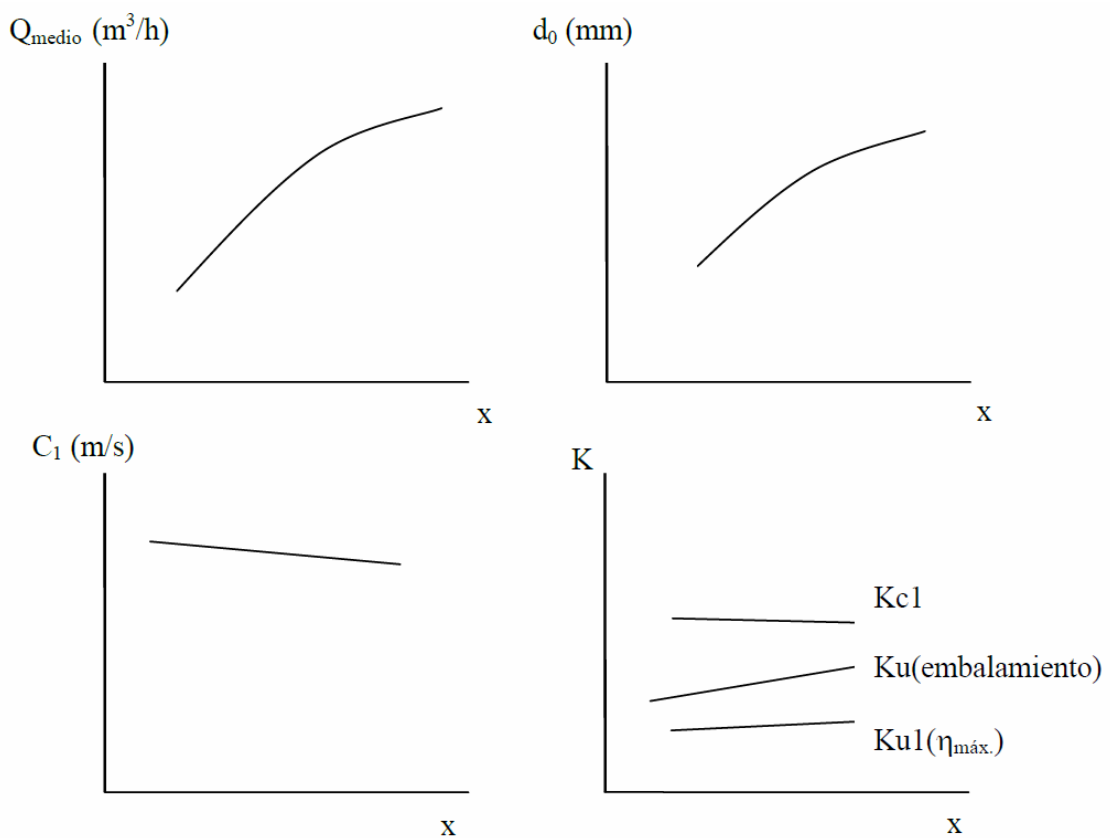
El cociente entre: $(K_{\text{embalamiento}}/K_{C1})$

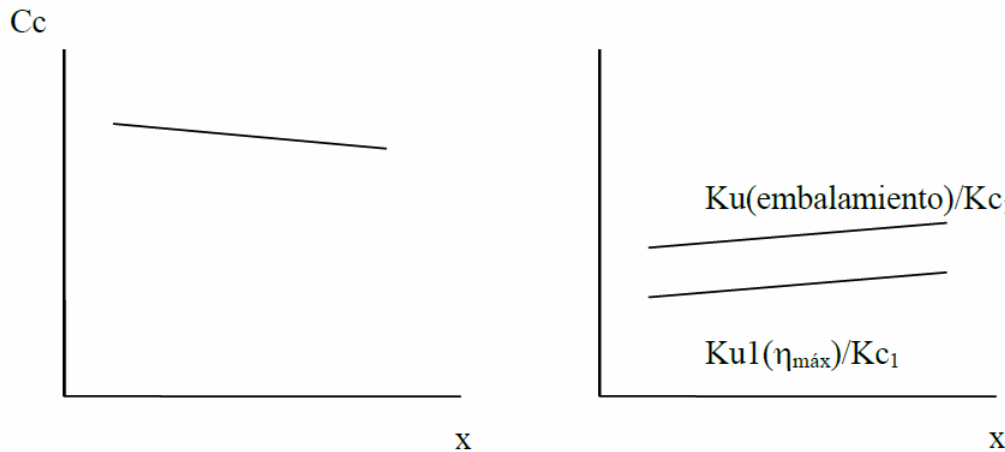
Si el rodete no fuera frenado por el aire ni los cojinetes valdría la unidad, aunque en la práctica es menos, tanto menor cuanto mayor sea el cociente entre la potencia de freno al rodete (en el embalamiento) y la potencia del chorro. Como nuestra turbina es de muy pequeña potencia sale claramente inferior a la unidad sobre todo en caudales pequeños.

GRÁFICAS QUE HAY QUE REALIZAR

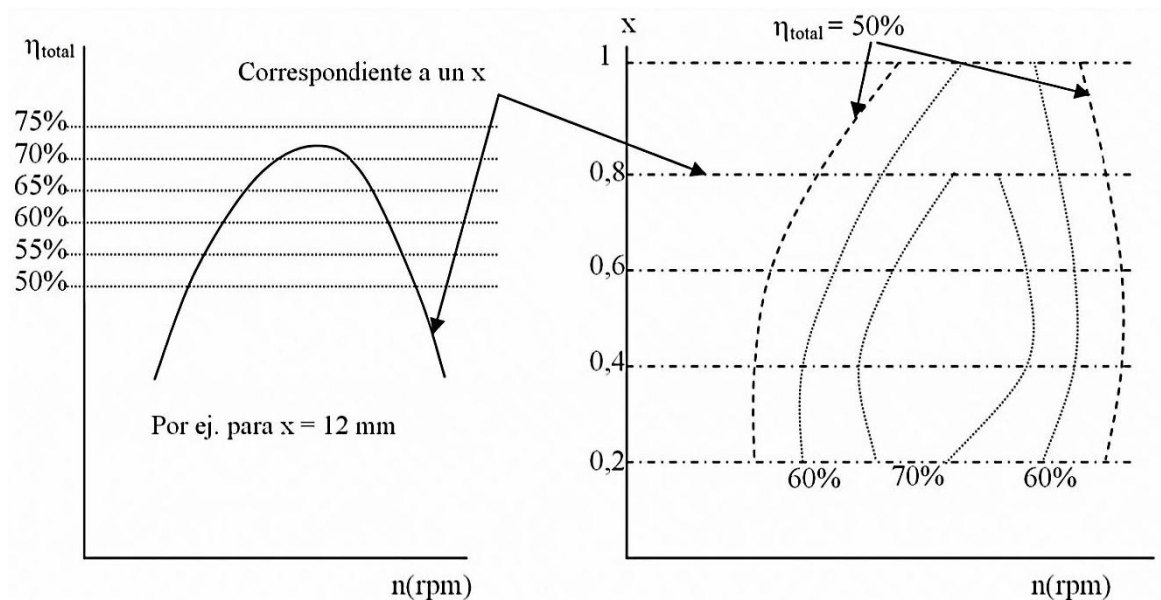
Se realizarán las siguientes gráficas:

12. En función de “x”





13. Gráficas $\eta_{\text{total}}-n$, para cada x . Con estas gráficas se realizará la colina de rendimientos.



Los datos para construir la colina de rendimientos, el gráfico de la derecha, se tomarán del gráfico anterior, de las intersecciones de las rectas: $\eta_{\text{total}}=0,7$ con la curva ajustada $\eta_{\text{total}}-n(\text{rpm})$. Lo mismo con $\eta_{\text{total}}=0,6-0,5...$ y luego uniendo, aproximadamente, los puntos de igual rendimiento.

CÁLCULO DEL NÚMERO ESPECÍFICO DE REVOLUCIONES Y DE LA VELOCIDAD ESPECÍFICA ADIMENSIONAL

De la colina de rendimientos para el rendimiento total, se intentará apreciar dónde está el rendimiento máximo, para qué “caudal” (x ó Q) y para qué (n). Sería como las coordenadas de la cima de la montaña. Ese punto de máximo rendimiento se tomará como el **punto de diseño** de la turbina.

Con las características del punto de diseño calculamos la “**velocidad específica**” en función de la potencia (n_s ; nº de Kammerer), y la velocidad específica adimensional (ω_s).

$n_s = \frac{n(rpm) \cdot \sqrt{P_{eje}(CV \text{ ó } KW)}}{H_{neta}^{\frac{5}{4}}} \Bigg _{\text{punto de diseño, } \eta_{m\acute{a}x}}$	<p>(hay que especificar si la potencia se ha expresado en CV ó en KW)</p>
---	---

$$\omega_s = \frac{\omega \left(\frac{rad}{s} \right) \cdot \sqrt{\frac{P_{eje}}{\rho}}}{(g \cdot H_{neta})^{\frac{5}{4}}} \Bigg|_{\text{punto de diseño, } \eta_{m\acute{a}x}}$$

TRABAJO A REALIZAR

- Completar las tablas de valores medidos y calculados.
- Realizar las gráficas correspondientes.
- Cálculo del punto de diseño, del número específico de revoluciones y de la velocidad específica adimensional.
- Discusión de los resultados obtenidos.

Punto de diseño:

n: _____rpm
 x: _____mm
 H_{neta}: 18,6m
 η_{máx}: _____%
 P_{eje}: _____W=_____CV

PRÁCTICA 2

(Guión para el profesor)

Estudio experimental de una turbina *Turgo*



Práctica 2: ESTUDIO EXPERIMENTAL DE UNA TURBINA TURGO

OBJETIVO

- Determinar el coeficiente de contracción del chorro (C_c) a la salida del inyector.
- Deducir experimentalmente las curvas de rendimiento del rodete (η_r) y del rendimiento total de la turbina (η_t) en función de la velocidad n (r.p.m) para diversos grados de abertura del inyector, con altura neta constante en el entorno de $H=18,6m$.
- Dibujar las curvas de isorrendimientos, “**colinas de rendimientos**” (considerando el rendimiento total) en un diagrama (n, Q) para una altura neta uniforme de **$H=18,6m$** .
- Determinar los diversos coeficientes de velocidad, y la velocidad a la que debe girar la turbina para obtener el máximo rendimiento para diversos caudales y altura neta constante **$H=18,6m$** .

FUNDAMENTOS TEÓRICOS

La turbina Turgo es una turbina de acción, es decir, la energía potencial que posee el flujo de agua al entrar en la turbina se transforma en energía cinética y de presión íntegramente en el inyector. En consecuencia, el rodete sólo recibe energía cinética y la presión del flujo a la entrada y a la salida del mismo no cambia.

Las turbinas de acción no son radiales, semiaxiales, ni axiales, sino que forman una categoría especial, la de turbinas tangenciales. El agua se mueve en el rodete esencialmente en un plano tangencial.

Fue desarrollada por la compañía Gilkes en 1919 a partir de una modificación de la turbina Pelton.

El rodete de una Turgo se parece a un rodete de una Pelton partido por la mitad. Para la misma potencia, el rodete de la Turgo tiene la mitad del diámetro que el de un rodete Pelton y dobla la velocidad específica. El rodete de una turgo puede manejar un mayor flujo de agua que la pelton debido a que el agua que sale no interfiere con las paletas adyacentes.



La principal diferencia entre la turbina Pelton y la Turgo está en el ángulo de incidencia del chorro del agua. En la Pelton, el chorro es tangencial, y en la Turgo es lateral. El chorro del agua incide en el inyector y en el rotor lateralmente, formando un ángulo entre 100 y 200°. El agua escurre por las hélices saliendo libremente al otro lado para el canal de fuga.



Algunas ventajas de la turbina Turgo respecto a la Pelton o a la Francis son:

- En primer lugar, el rodete es más barato de fabricar que el de una Pelton.
- En segundo lugar no necesita una carcasa hermética como la Francis.
- En tercer lugar tiene una velocidad específica más elevada y puede manejar un mayor flujo para el mismo diámetro que una turbina Pelton, conllevando por tanto una reducción del coste del generador y de la instalación.

Las turbinas Turgo operan en un campo de desniveles en el que se solapan las turbinas Francis y Pelton. Aunque existen muchas instalaciones grandes con turbinas Turgo, estas se utilizan más en instalaciones hidráulicas pequeñas en las que es importante el bajo coste.

MONTAJE EXPERIMENTAL

En la **Figura 1** se puede ver el montaje experimental de la turbina del laboratorio. En ella se puede ver que manejando cualquiera de las cinco válvulas que hay en las cuatro tuberías horizontales en paralelo, se simula una altura neta constante, aproximadamente en la turbina.

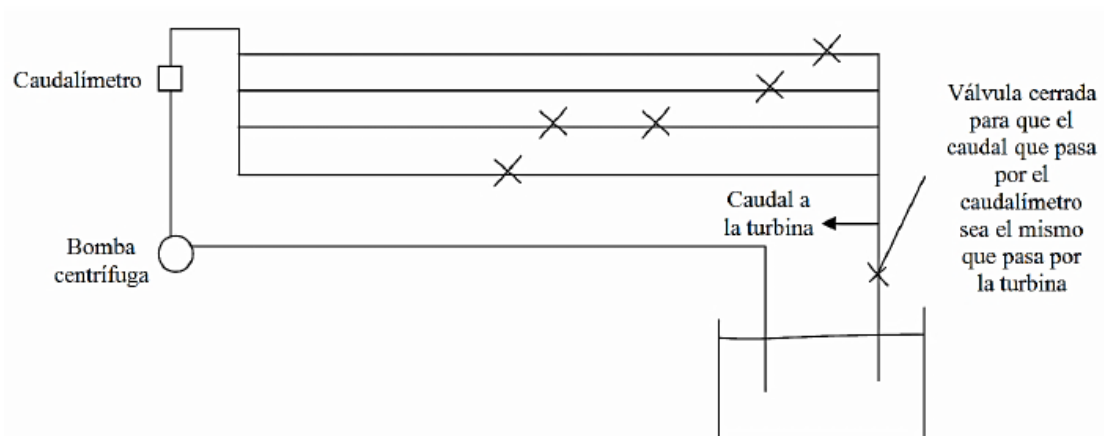


Figura 1: Montaje experimental

ALTURA NETA DE LA TURBINA

Por definición, ésta es la diferencia de alturas totales entre la entrada y salida de la turbina.

$$H = \left(\frac{P}{\rho \cdot g} + \frac{v^2}{2 \cdot g} + Z \right)_{Entrada} - \left(\frac{P}{\rho \cdot g} + \frac{v^2}{2 \cdot g} + Z \right)_{Salida} \quad (1)$$

Como entrada a la turbina se toma la del inyector y como salida se considera el eje de rotación de la turbina. Siendo la distancia entre estos dos puntos de 265 mm como se puede apreciar en la **Figura 2**:

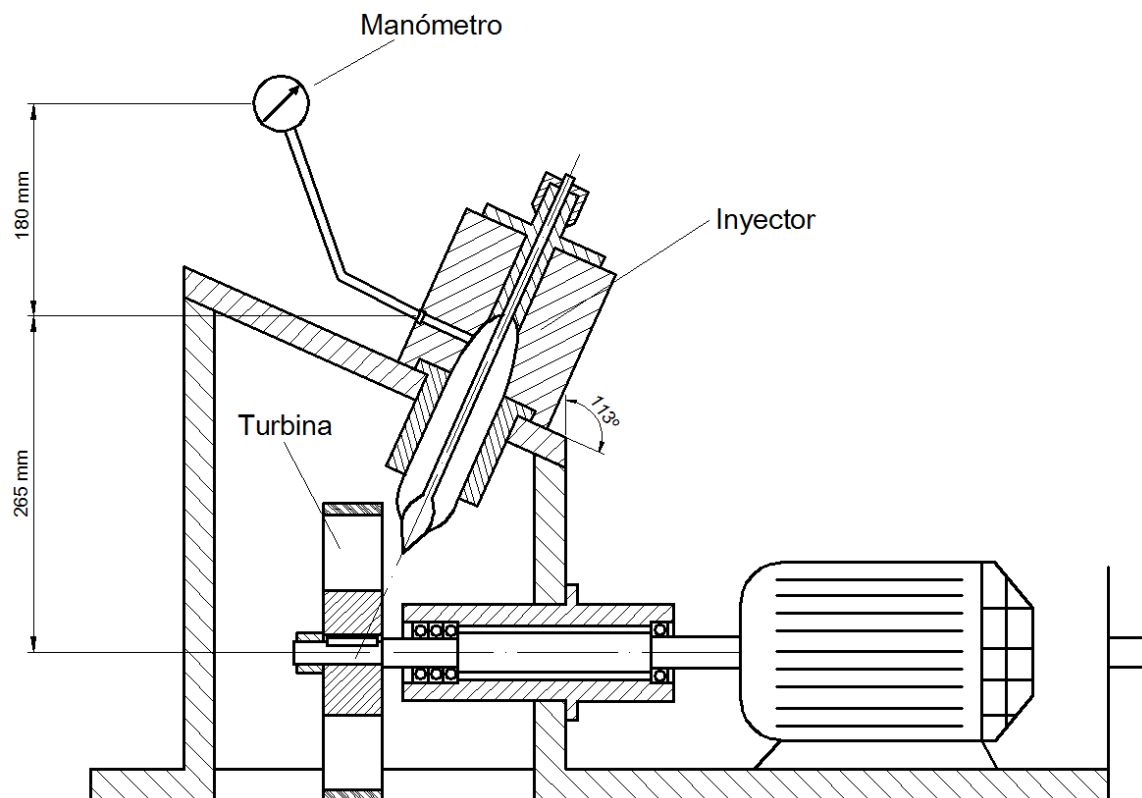


Figura 2: Turbina Turgo seccionada

La turbina Turgo es de acción, por lo que la presión (relativa) del agua a la salida es cero, lo mismo que a la entrada del rodete, que es un chorro libre. La “z” a la salida es cero, pues la tomamos como origen.

Para la realización de la práctica se ha escogido como altura neta $H=18,6\text{m}$. ya que es la altura que nos da el equipo existente en el laboratorio a la entrada del inyector. A continuación se va a graficar la curva (H,Q) de la bomba que hay en el laboratorio tal y como aparece en la **Figura 3**.

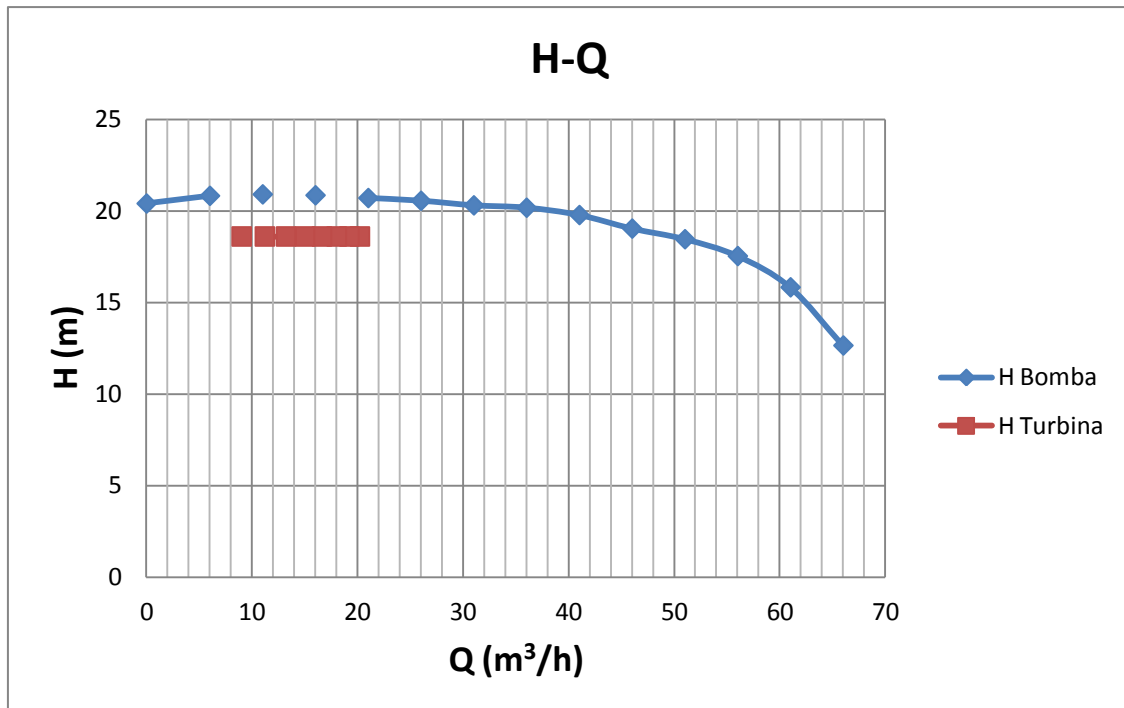


Figura 3: Curva H - Q y condiciones de funcionamiento de la turbina

En la **Figura 3** se puede ver la curva (H , Q) que nos da la bomba y los distintos caudales obtenidos al variar la abertura del inyector para una altura fija de $H=18,6$ m. Como se puede ver, los puntos de funcionamiento de la turbina Turgo se encuentran por debajo de la curva polinómica de la bomba, por tanto, la altura escogida para realizar el experimento es la adecuada.

La presión a la entrada de la turbina se mide con un manómetro (tipo Bourdon o con uno diferencial de diafragma) colocado 180 mm por encima de la entrada.

Expresión de la altura neta:

$$H = \frac{P_E}{\rho \cdot g} + \frac{v_E^2}{2 \cdot g} + Z_E = \frac{P_{\text{Manómetro}}}{\rho \cdot g} + 0,18 + \frac{v_E^2}{2 \cdot g} + 0,265 \quad (2)$$

Dado que la presión del manómetro viene en kg/cm^2 ó en bar, según el manómetro empleado, y el caudal medido viene en m^3/h , podemos expresar:

$$H = 10 \cdot P_{\text{man}} \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right) + 0,18 + 9,4 \cdot 10^{-4} \cdot Q^2 \left(\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right) + 0,265 \quad (3)$$

Y si la presión se mide en bar:

$$H = 10,2 \cdot P_{\text{man}}(\text{bar}) + 0,18 + 9,4 \cdot 10^{-4} \cdot Q^2 \left(\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right) + 0,265 \quad (3')$$

Como a lo largo de la experiencia se ha de mantener $H=\text{cte} \approx 18,6$ m, la presión del manómetro, que se ha de conseguir jugando con las válvulas del circuito hidráulico, la deduciremos de la ecuación (3) ó (3'), siendo para cada caudal distinta. Como indica la siguiente tabla:

Q (m ³ /h)	P _{manómetro} (kg/cm ²) para una altura neta H=18,6m	P _{manómetro} (bar) para una altura neta H=18,6m
4	1,81	1,77
5	1,81	1,77
6	1,81	1,77
7	1,81	1,77
8	1,81	1,77
9	1,80	1,76
10	1,80	1,76
11	1,80	1,76
12	1,80	1,76
13	1,80	1,76
14	1,79	1,75
15	1,79	1,75
16	1,79	1,75

Como la influencia del caudal en la presión del manómetro para mantener H constante es pequeña, **se realizará la práctica manteniendo constante la presión del manómetro en:**

Presión del manómetro=1,8 Kg/cm²=1,76 bar

Cuando se esté haciendo medidas, para una posición fija del inyector, la presión indicada por el manómetro oscilará, cambiará aleatoriamente, lo que nos obligaría a estar continuamente jugando con las válvulas. Para evitar esto se tomará nota de la presión del manómetro en cada medida, anotando esos pequeños cambios “caóticos”.

Posteriormente se transformará las medidas obtenidas, mediante las relaciones de semejanza, a las que se habrían obtenido si realmente la altura neta hubiera sido, rigurosamente, **18’6 m.**

RENDIMIENTO DEL INYECTOR

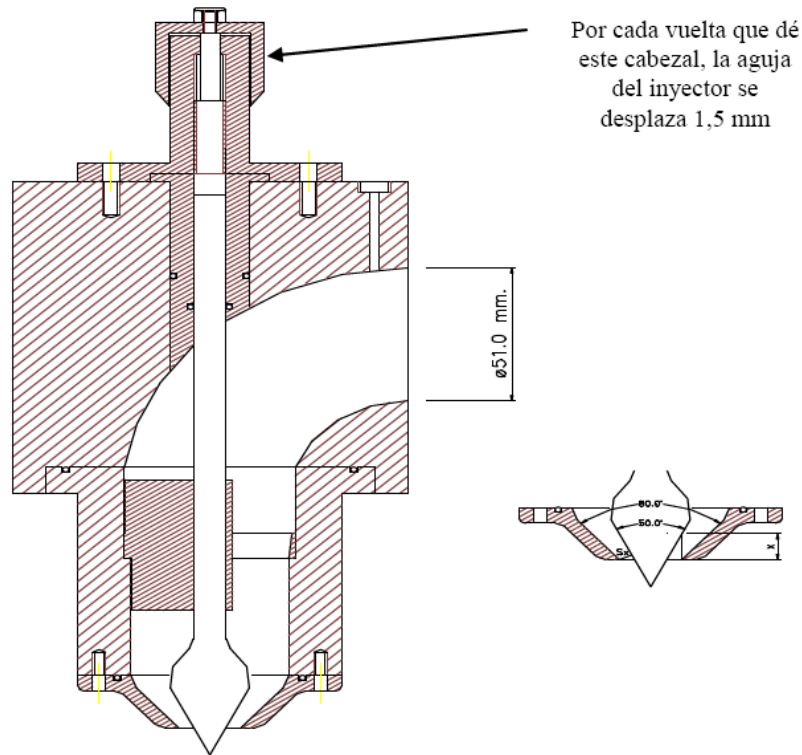


Figura 4: *Inyector seccionado*

En la **Figura 4** se puede ver la sección de entrada al inyector, y también a la turbina, sección E, tiene un área normal al flujo que corresponde a un diámetro $D_E = 51\text{ mm}$. En esta sección está la toma piezométrica para el manómetro, situado 265 mm por encima de la entrada del inyector. En la **Figura 5** están representados los elementos que constituyen la instalación.

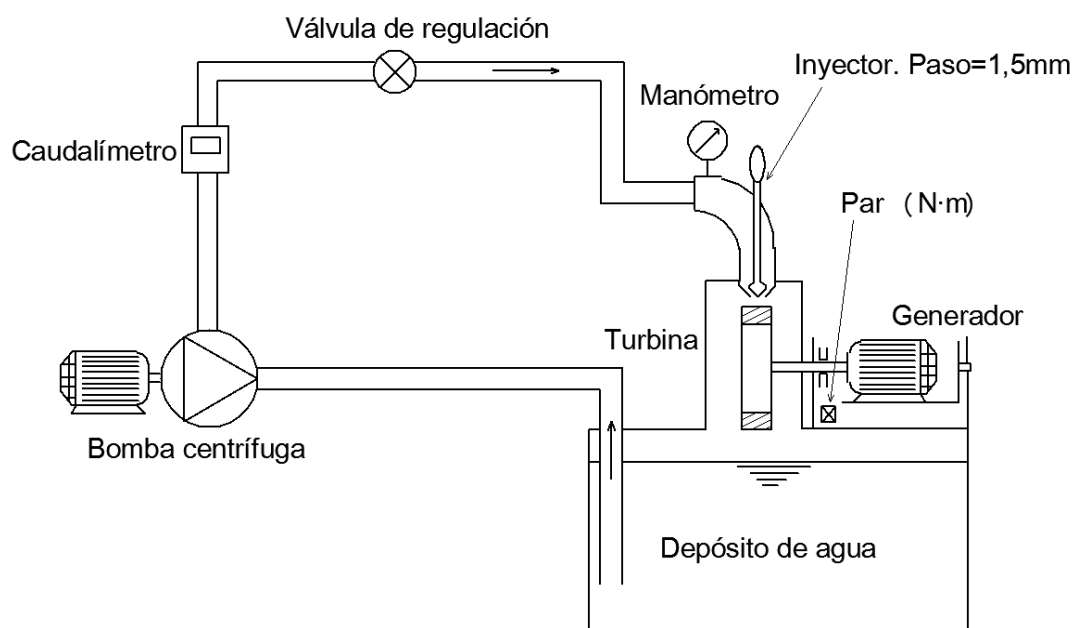


Figura 5: *Esquema de la instalación*

El rendimiento del inyector es una medida de las pérdidas energéticas, altura de pérdidas, entre la entrada del inyector y el chorro libre inmediatamente antes de impactar con los álabes. En nuestro caso incluye un codo a 90°, el paso por la tobera-aguja del inyector, y el rozamiento con el aire del pequeño tramo de chorro libre entre la salida de la tobera y el rodete.

Analíticamente queda definido mediante la ec.4:

$$\eta_{inyector} = \frac{\frac{C_1^2}{2 \cdot g}}{H} = K_{c1}^2 \quad (4)$$

Siendo C_1 la velocidad absoluta del chorro inmediatamente antes de impactar con los álabes, se aproximará a la velocidad absoluta en la vena contracta, donde el diámetro del chorro es el más pequeño (d_0).

PARÁMETROS DEL INYECTOR

En las **Figura 6** y **Figura 7** están representadas las dimensiones geométricas del inyector utilizado en el experimento.

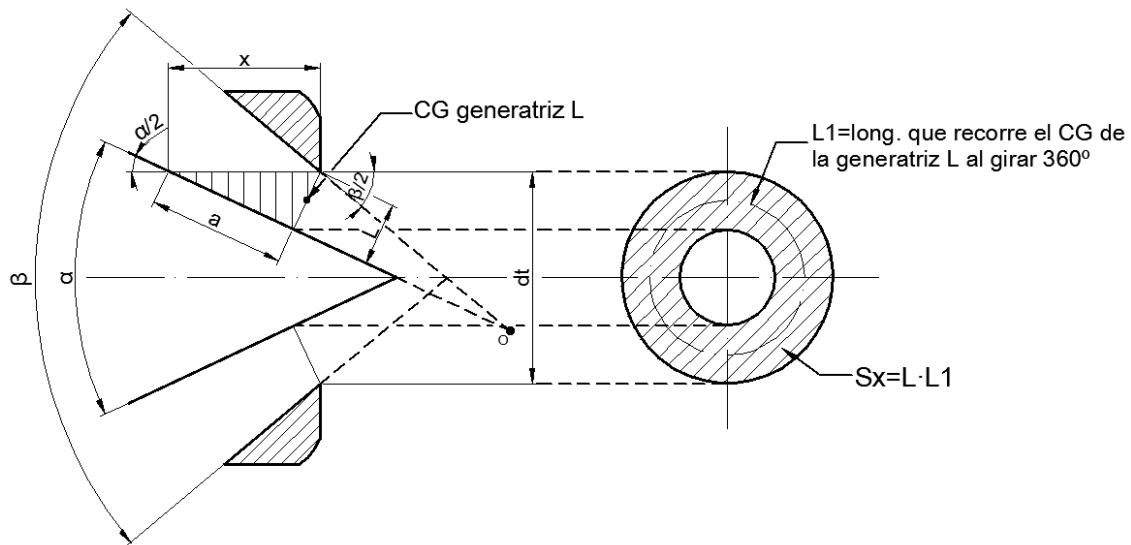


Figura 6: Dimensiones geométricas I

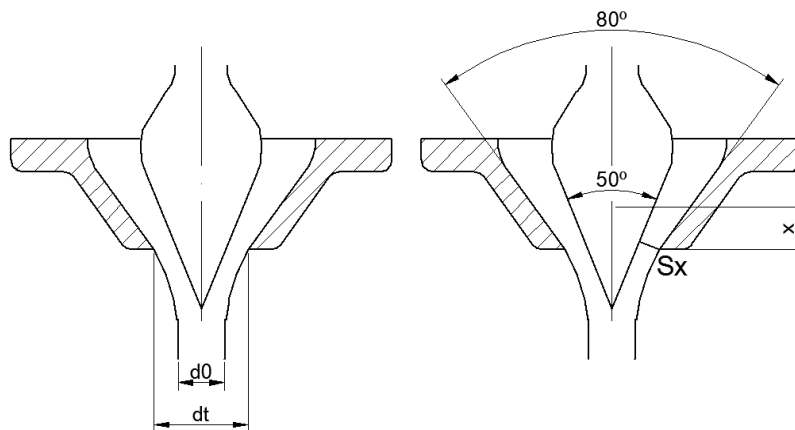


Figura 7: Dimensiones geométricas II

Siendo:

- α : Ángulo de la aguja del inyector=50°
- β : Ángulo de la tobera del inyector=80°
- x : Desplazamiento axial de la aguja, siendo $x=15\text{mm}$ el máximo desplazamiento que se utilizará para la realización del experimento
- d_t : Diámetro de la tobera=24mm

Como bien se ha comentado antes, las pérdidas que se producen en el inyector están directamente relacionadas con la contracción del chorro a la salida de éste. Por la experiencia, se sabe, que dichas pérdidas son, en régimen permanente, proporcionales al cuadrado del caudal. Por ello, la ecuación empírica que describe el comportamiento del rendimiento del inyector en función de “x” es la siguiente:

$$\eta_{\text{inyector}} = K_{c1}^2 = 0,985 - 0,042 \cdot \left(\frac{x}{L}\right)^{1,8} \quad (5)$$

La representación gráfica de la ecuación anterior viene representada en la **Figura 8**

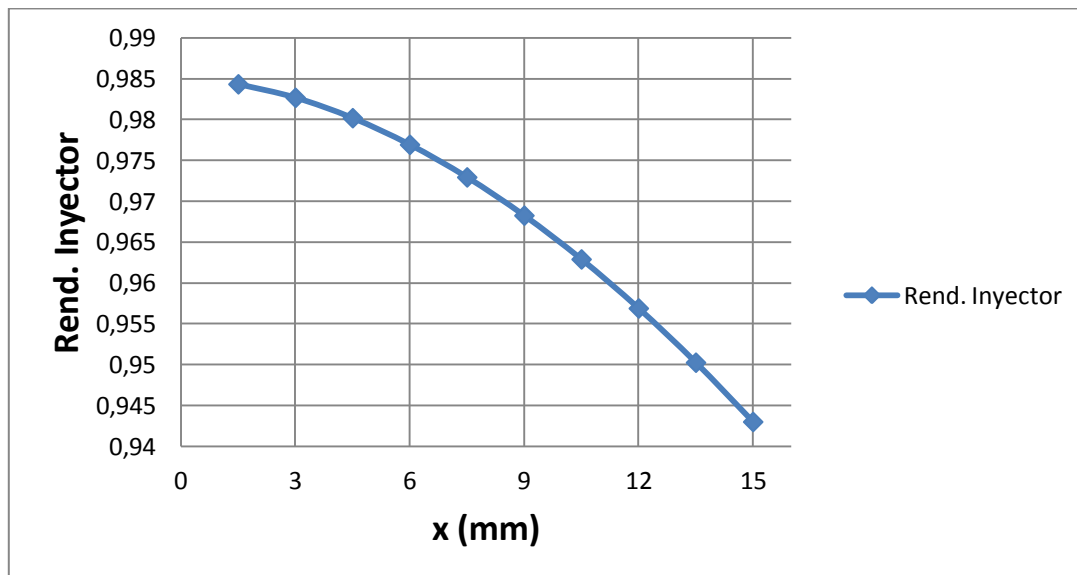


Figura 8: Rendimiento inyector en función de “x”

En la **Figura 8** se puede ver como al aumentar la “x” el rendimiento del inyector disminuye. Esto tiene sentido ya que al aumentar “x” aumenta el caudal y, por tanto, al aumentar el caudal disminuye el rendimiento del inyector por lo comentado anteriormente.

DESARROLLO ANALÍTICO

En la **Figura 6** se puede ver la sección del chorro, S_x , normal al flujo en la salida de la tobera. Esta superficie es tronco-cónica, cuyo diámetro mayor es d_t y cuya generatriz es “L”, que junto con el vértice opuesto “0” forma un triángulo isósceles. Si la generatriz “L” la giramos respecto al eje del inyector, genera la superficie tronco-cónica de salida S_x .

Teniendo en cuenta el teorema de Guldin, el cálculo de S_x es:

$$S_x = L \cdot \pi \cdot D(L) \quad (6)$$

Siendo $\pi D(L)$ la distancia recorrida por el centroide de la generatriz L en una rotación completa alrededor del eje de rotación del inyector.

$$D(L) = d_t - a \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) \quad (7)$$

Si se considera el teorema del seno en el triángulo rallado de lados “ L ”, “ x ” y “ a ” de la **Figura 6**:

$$\frac{x}{\sin\left(\pi - \frac{1}{2} \cdot \left(\pi - \frac{\beta - \alpha}{2}\right)\right)} = \frac{L}{\sin\left(\frac{\alpha}{2}\right)} = \frac{a}{\sin\left(\pi - \frac{1}{2} \cdot \left(\pi - \frac{\beta - \alpha}{2}\right) - \frac{\beta}{2}\right)} \quad (8)$$

Se obtiene para la sección normal S_x :

$$S_x = \pi \cdot x \cdot \frac{\sin\left(\frac{\alpha}{2}\right)}{\cos\left(\frac{\beta - \alpha}{4}\right)} \cdot \left(d_t - x \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) \cdot \frac{\cos\left(\frac{\beta + \alpha}{4}\right)}{\cos\left(\frac{\beta - \alpha}{4}\right)}\right) \quad (9)$$

x(mm)	1,5	3	4,5	6	7,5	9	10,5	12	13,5	15
$S_x(\text{mm}^2)$	47	92	135	175	214	250	284	316	346	374

En la **Figura 9** está representada la ec.9. En ella se puede ver que S_x adquiere una forma cuadrática en función del desplazamiento lineal x .

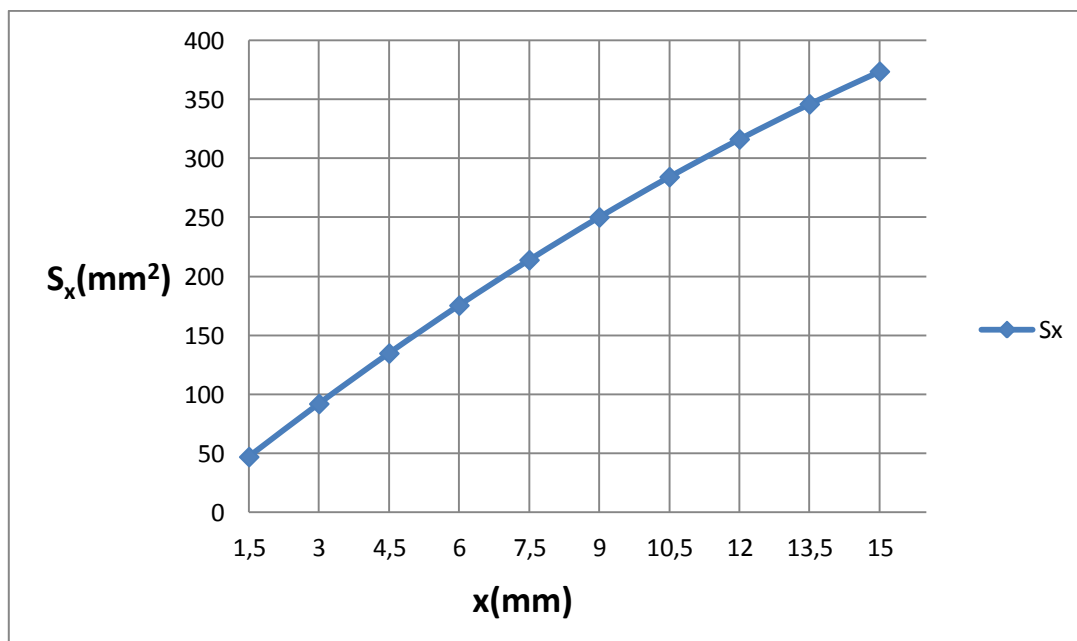


Figura 9: S_x en función de x

COEFICIENTE DE CONTRACCIÓN

Entre la sección de salida del inyector y la sección del chorro ya formado hay una contracción definida por el **coeficiente de contracción** C_c . Dicho coeficiente queda expresado por la ec.10:

$$C_c = \frac{\frac{\pi \cdot d_0^2}{4}}{S_x} \quad (10)$$

Siendo d_0 el diámetro del chorro nada más llegar al álabe. Se cumple que $C_c \leq 1$. Este coeficiente de contracción depende del rendimiento del inyector. Veamos:

$$\eta_{inyector} = \frac{C_1^2}{\frac{2 \cdot g}{H}} ; C_1 = \sqrt{2 \cdot g \cdot H \cdot \eta_{inyector}} \quad (11)$$

$$C_c = \frac{\frac{\pi \cdot d_0^2}{4}}{S_x} = \frac{\frac{Q}{C_1}}{S_x} = \frac{Q}{S_x \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H \cdot \eta_{inyector}}} \quad (12)$$

Por tanto, para una altura neta y una abertura del inyector “x” dada (Q queda determinado), el rendimiento del inyector impone el coeficiente de contracción, o viceversa. Elegir uno de estos dos parámetros es, también, fijar el otro.

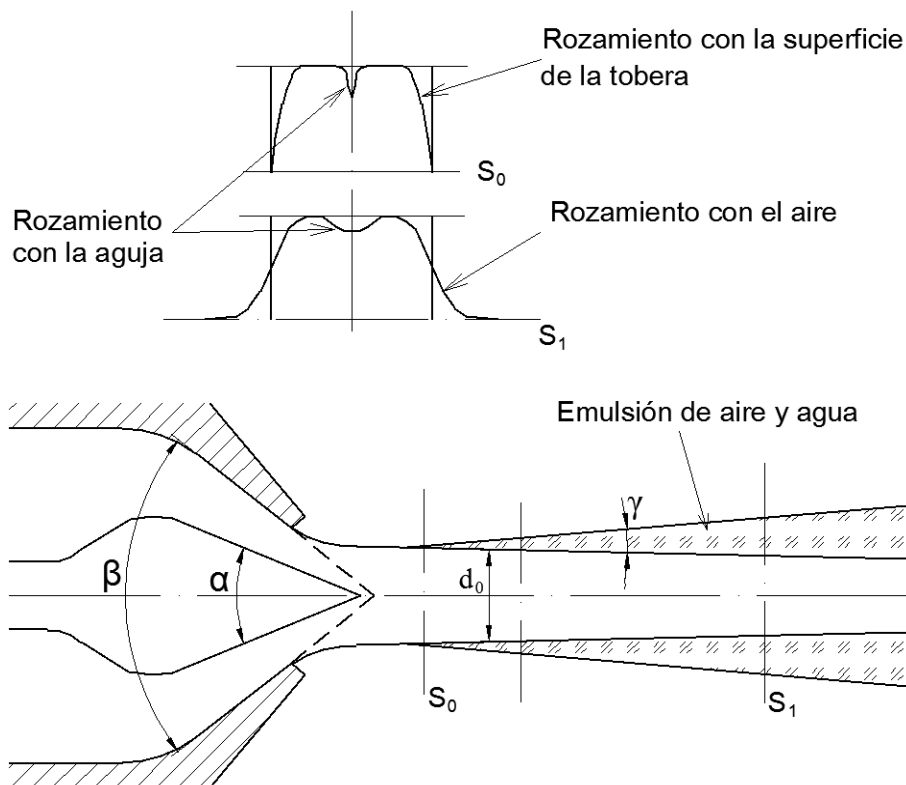


Figura 10: Evolución del chorro a la salida del inyector

En la **Figura 10** se puede ver la evolución del chorro a salida del inyector. Formado el chorro con un diámetro d_0 en la vena contracta, comienza a formarse una emulsión con el aire, formándose como un tubo convergente dentro del cual va el chorro líquido. Por otra parte, el chorro no tiene velocidad uniforme.

La velocidad absoluta C_1 es la del chorro en la vena contracta, donde el diámetro es d_0 . Para la velocidad del chorro inmediatamente antes del impacto con los álabes se hará la aproximación de que también es C_1 . Así, el caudal se expresará:

$$Q = C_1 \cdot \frac{\pi \cdot d_0^2}{4} = C_1 \cdot S_x \cdot C_c \quad (13)$$

POTENCIA NETA

Es la que el agua entrega a la turbina, la que pierde el flujo. Es la potencia que tiene el agua a la entrada de la turbina menos la que tiene a la salida (que se ha aproximado a cero). Analíticamente queda expresada:

$$P_{neta} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H \quad (14)$$

POTENCIA ÚTIL

Es la potencia mecánica que nos entrega la turbina en su eje (P_{eje}), el producto del “momento de fuerzas” que transmite el eje de la turbina al generador por su velocidad angular. La velocidad angular se mide mediante un sensor inductivo que detecta el paso de los dientes de una pequeña corona dentada que tiene el eje.

El “momento de fuerzas” se mide colocando coaxial a la turbina un generador eléctrico que absorbe todo el “par” del eje, y este generador está anclado en un columpio que también es coaxial con el eje de la turbina. El “par de fuerzas” exterior que se ha de hacer sobre el columpio para que no gire, para que no se desplace angularmente, es igual al “par” que entrega la turbina y absorbe el generador. En la **Figura 11** aparece esquematizado como se mide el par.

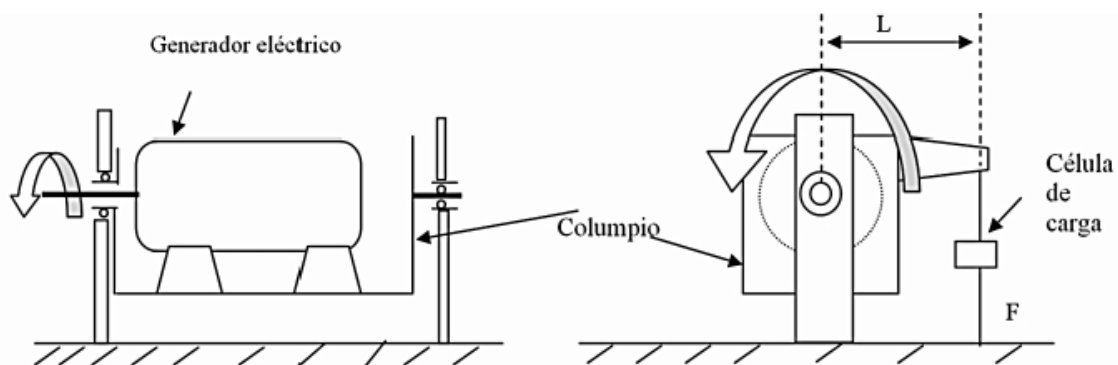


Figura 11: Un esquema de cómo el generador eléctrico, que hace de freno a la turbina, está montado sobre el columpio. La fuerza (F) que mide la célula de carga, multiplicada por la distancia al eje (L), nos da el par que transmite el eje (M).

Así, la potencia útil es:

$$P_{\text{útil}} = P_{\text{eje}} = M \cdot \omega \quad (15)$$

RENDIMIENTO DEL RODETE

Dado que se ha hecho la aproximación de que la velocidad absoluta (C_1) en la vena contracta se mantiene en la pequeña longitud del chorro hasta el choque con los álabes, se define el rendimiento del rodete:

$$\eta_{\text{rodete}} = \frac{P_{\text{eje}}}{P_{\text{chorro de agua que impacta}}} = \frac{P_{\text{eje}}}{\rho \cdot g \cdot Q \cdot \frac{C_1^2}{2 \cdot g}} \quad (16)$$

Incluye:

1. Las pérdidas en el choque del agua sobre los álabes, ya que no es un choque elástico
2. La potencia que tiene el agua después de salir de los álabes, dado que sale con una pequeña velocidad, distinta en cada punto y en cada instante, y difícilísima de medir
3. Las pérdidas por rozamiento del rodete que gira sumergido en el aire, el cual le produce un considerable freno
4. Las pérdidas en los cojinetes de la turbina

RENDIMIENTO TOTAL

El rendimiento total se define:

$$\eta_{\text{total}} = \frac{P_{\text{eje}}}{P_{\text{neta}}} \quad (17)$$

Si todas las pérdidas están incluidas en las definiciones del rendimiento del inyector y del rodete y éstos están bien definidos ha de cumplirse que:

$$\eta_{\text{total}} = \eta_{\text{inyector}} \cdot \eta_{\text{rodete}} \quad (18)$$

Comprobación:

$$\eta_{\text{inyector}} \cdot \eta_{\text{rodete}} = \frac{\frac{C_1^2}{2 \cdot g}}{H} \cdot \frac{P_{\text{eje}}}{\rho \cdot g \cdot Q \cdot \frac{C_1^2}{2 \cdot g}} = \frac{P_{\text{eje}}}{P_{\text{neta}}} = \eta_{\text{total}} \quad (19)$$

Por tanto, están definidos coherentemente.

No se ha mencionado un posible rendimiento volumétrico, y esto es porque se supone que el rodete está bien diseñado y por tanto todo el caudal impacta con los álabes, con el rodete, y por tanto: $\eta_{\text{volumétrico}}=1$.

Si el diseño se hubiera hecho con pocos álabes, una porción del chorro pasaría entre los álabes y no impactaría con el rodete ($\eta_{\text{volumétrico}} < 1$), pero éste no es nuestro caso, a menos que nos acerquemos al embalamiento.

COEFICIENTES DE VELOCIDAD

Se definen como el cociente entre la velocidad, la considerada en cada caso, dividida por $(2gH)^{1/2}$, siendo H la altura neta. Así:

$$K_{C1} = \frac{C_1}{\sqrt{2 \cdot g \cdot H}} \quad (20)$$

Como fácilmente se comprueba de la ec.4:

$$K_{C1} = \sqrt{\eta_{\text{inyector}}} \quad (21)$$

K_{U1} lo definimos de la misma manera, pero, en la situación de máximo rendimiento, refiriéndonos a cada posición del inyector:

$$K_{U1} = \left[\frac{U_1}{\sqrt{2 \cdot g \cdot H}} \right]_{\text{con } \eta_{\text{max}} \text{ para cada "x"}} \quad (21)$$

Siendo U_1 la velocidad del álabe referida al diámetro nominal:

$$U_1 = \omega \cdot R_{\text{nominal rodete}} \quad (22)$$

El radio nominal del rodete es 70mm.

Al estudiar la turbina Pelton se vio, en teoría, en el supuesto de choque elástico, que la velocidad U_1 tenía que ser la mitad de C_1 . En nuestro caso, al ser la turbina Turgo similar a la Pelton, también se cumple:

$$U_1 \lesssim \frac{C_1}{2} \Rightarrow K_{U1} \lesssim \frac{K_{C1}}{2} \quad ; \quad \frac{U_1}{C_1} = \frac{K_{U1}}{K_{C1}} \lesssim 0,5 \quad (23)$$

Si la turbina se dejara libre, si el generador eléctrico no la frenara, es decir, **si el Par** transmitido por el eje fuera **cero**, la turbina estaría **embalada**.

Esta situación se consigue aumentando poco a poco la velocidad angular hasta que el Par sobre el columpio sea cero y la célula de carga no haga fuerza alguna. Si además el rodete no fuera frenado por el aire ni por los rozamientos mecánicos de cojinetes, se cumpliría en el embalamiento:

$$U_{1(\text{embalamiento})} = C_1 \quad (24)$$

Se define $K_{U1(\text{embalamiento})}$:

$$K_{U1(\text{embalamiento})} = \frac{U_{\text{embalamiento}}}{\sqrt{2 \cdot g \cdot H}} \quad (25)$$

En la práctica el rodete es frenado por el aire, y no poco, y por rozamientos mecánicos en los cojinetes, por lo que: $K_{U1(\text{embalamiento})} < K_{C1}$

La diferencia es una medida relativa del freno del rodete por el aire y cojinetes de la turbina.

PARÁMETROS QUE HAN DE MEDIRSE

Se hará un conjunto de medidas para varias aperturas del inyector, en concreto para:

$$x=4,5; 6; 7,5; 9; 10,5; 12; 13,5; 15 \text{ mm}$$

Corresponden a 3 vueltas, 4, 5,... hasta 10 vueltas de la aguja del inyector, partiendo del inyector cerrado. No se realizarán mediciones para 1 y 2 vueltas debido a que los resultados obtenidos son erróneos.

La presión en el manómetro deberá de ser:

$$P_{\text{manómetro}}=1,8\text{kg/cm}^2=1,76\text{bar}$$

Para cada abertura del inyector (x) se variará la velocidad de la turbina desde aproximadamente 450rpm hasta 1500rpm tomando hasta 11 valores distintos. Se hará imponiendo diversas frecuencias a la corriente eléctrica producida por el generador, mediante un variador de frecuencia.

Se procurará experimentar, para cada posición del inyector (x), con las velocidades propuestas como orientativas, aunque en los cálculos se tendrán en cuenta las que realmente se hayan medido. Se añadirá la velocidad de embalamiento ($M=0$).

Se ha elegido el intervalo comprendido entre 450 rpm y 1500 rpm porque entre ellas está el punto de operación de máximo rendimiento de la turbina, y nos interesa medirlo con precisión. En la **Figura 12** aparece la tabla que habrá que rellenar.

x (mm)	n (rpm) orientativas	n (rpm) medidas	P _{manómetro} (kg/cm ²) ó (bar)	Q (m ³ /h)	Par de freno (N·m)
	≈450				
	≈600				
	≈750				
	≈900				
	≈1000				
	≈1100				
	≈1200				
	≈1300				
	≈1400				
	≈1500				
	Embalamiento				

Figura 12: Tabla a rellenar para cada "x"

Mientras no se cambie la apertura del inyector (x) ni se modifiquen las válvulas del circuito, el caudal (Q) y la presión indicada por el manómetro tendrían que ser constantes en el tiempo, pero en realidad no es así. Por el comportamiento del motor-bomba que simula el salto de agua y por la falta de estabilidad de la red eléctrica estos valores fluctúan. Tomaremos nota de esas fluctuaciones aunque sean pequeñas.

Estos pequeños cambios harán que cambie la altura neta, que será ligeramente distinta en cada punto de operación medido.

Como se trata de simular un salto de agua de altura constante, mediante las **relaciones de semejanza** se calculará los puntos homólogos a los medidos y que tengan, todos ellos, **una altura neta constante: $H=18,6m$**

A los valores homólogos a los obtenidos experimentalmente y correspondientes a **$H=18,6m$** se les llamará “**datos experimentales corregidos**”. Son los valores experimentales que se habrían obtenido para Q , n y Par si la altura neta real hubiese sido constantemente: **$H=18,6m$**

Los datos que se obtienen experimentalmente para cada una de las posiciones del inyector, vienen recogidos en las siguientes tablas:

x (mm) 3 vueltas	n (rpm)	P manómetro $\approx 1,76bar$	Q (m^3/h)	Par de freno ($N\cdot m$)
4,5	450	1,76	9,01	3,78
	600	1,76	9,01	3,49
	751	1,76	9	3,16
	900	1,76	9,02	2,84
	1001	1,76	9,01	2,58
	1101	1,76	9,03	2,34
	1200	1,76	9,02	2,08
	1300	1,76	9,03	1,8
	1401	1,76	9,04	1,46
	1500	1,76	9,03	1,15
	Embalamien to: 1861	1,76	9,04	cero

x (mm) 4 vueltas	n (rpm)	P manóme tro $\approx 1,76b$ ar	Q (m^3/h)	Par de freno ($N\cdot m$)
6	450	1,76	11,3	4,7
	601	1,75	11,2	4,37
	750	1,76	11,2	4,01
	901	1,76	11,2	3,59
	1000	1,76	11,2	3,29
	1101	1,76	11,3	3,01
	1201	1,76	11,3	2,72
	1301	1,76	11,3	2,37
	1402	1,76	11,3	1,98
	1500	1,76	11,3	1,6
	Embalamiento : 1891	1,76	11,3	cero

x (mm) 5 vueltas	n (rpm)	P manómetro $\approx 1,76bar$	Q (m^3/h)	Par de freno ($N\cdot m$)
7,5	451	1,76	13,2	5,53
	600	1,75	13,2	5,16
	750	1,76	13,2	4,77
	902	1,76	13,2	4,28
	1000	1,76	13,2	3,91
	1101	1,76	13,2	3,6
	1200	1,76	13,3	3,27
	1300	1,76	13,2	2,88
	1401	1,76	13,3	2,44
	1500	1,76	13,2	1,99
	Embalamien to: 1921	1,76	13,2	cero

x (mm) 6 vueltas	n (rpm)	P manómetro $\approx 1,76bar$	Q (m^3/h)	Par de freno ($N\cdot m$)
9	452	1,76	15	6,24
	599	1,75	15	5,86
	750	1,75	15	5,45
	900	1,76	15	4,91
	999	1,76	15	4,51
	1099	1,76	15	4,18
	1201	1,76	15	3,77
	1300	1,76	15	3,35
	1401	1,76	15,1	2,86
	1501	1,75	15	2,34
	Embalamie nto: 1930	1,76	15	cero

x (mm) 7 vueltas	n (rpm)	P manómetro ≈1,76bar	Q (m ³ /h)	Par de freno (N·m)
10,5	453	1,76	16,6	6,87
	601	1,76	16,6	6,48
	749	1,77	16,6	6,1
	901	1,77	16,7	5,49
	1001	1,77	16,7	5,05
	1100	1,77	16,7	4,68
	1200	1,77	16,7	4,26
	1300	1,77	16,7	3,81
	1401	1,76	16,6	3,25
	1499	1,73	16,5	2,62
	Embalamien to: 1929	1,73	16,5	cero

x (mm) 8 vueltas	n (rpm)	P manómetro ≈1,76bar	Q (m ³ /h)	Par de freno (N·m)
12	451	1,76	18	7,48
	602	1,77	18,1	7,08
	750	1,78	18,1	6,62
	902	1,78	18,1	5,98
	1000	1,78	18,1	5,55
	1101	1,78	18,1	5,14
	1201	1,78	18,1	4,69
	1300	1,78	18,1	4,21
	1400	1,74	17,9	3,51
	1500	1,71	17,7	2,77
	Embalami ento: 1940	1,73	17,9	cero

x (mm) 9 vueltas	n (rpm)	P manómetro ≈1,76bar	Q (m ³ /h)	Par de freno (N·m)
13,5	451	1,77	19,3	7,96
	602	1,78	19,3	7,55
	751	1,79	19,4	7,1
	900	1,79	19,4	6,44
	1001	1,79	19,4	5,96
	1101	1,79	19,4	5,49
	1199	1,79	19,4	5,06
	1299	1,77	19,3	4,44
	1400	1,74	19,1	3,54
	1500	1,7	18,9	2,95
	Embalamien to: 1950	1,73	19	cero

x (mm) 10 vueltas	n (rpm)	P manómetro ≈1,76bar	Q (m ³ /h)	Par de freno (N·m)
15	450	1,76	20,3	8,33
	600	1,77	20,3	7,92
	750	1,78	20,4	7,43
	900	1,79	20,4	6,75
	1001	1,79	20,4	6,23
	1100	1,79	20,4	5,75
	1200	1,78	20,3	5,29
	1300	1,75	20,2	4,54
	1400	1,7	19,8	3,73
	1500	1,69	19,8	3,13
	Embalami ento: 1951	1,73	20,1	cero

TABLA DE VALORES MEDIDOS Y CALCULADOS

Valores medidos, experimentales					Experimentales corregidos. Puntos homólogos H=18,6m													
x (mm)	P (bar)	n (rpm)	Q (m ³ /h)	Par de freno (N·m)	H (m)	n (rpm)	Q (m ³ /h)	Par de freno (N·m)	S _x (mm ²)	η _{inyector} (%)	K _{C1}	C ₁ (m/s)	d ₀ (mm)	C _C	Pot. Eje (W)	Pot. Neta (W)	η _{total} (%)	η _{rodete} (%)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
4,5	1,76	450	9,01	3,78	18,4	452,4	9,06	3,82	134,8	0,980	0,990	18,91	13,02	0,988	180,96	459,66	39,37	40,16
	1,76	600	9,01	3,49	18,4	603,2	9,06	3,53							222,77		48,46	49,44
	1,76	751	9	3,16	18,4	755,0	9,05	3,19							252,47		54,92	56,03
	1,76	900	9,02	2,84	18,4	904,7	9,07	2,87							271,92		59,16	60,35
	1,76	1001	9,01	2,58	18,4	1006,3	9,06	2,61							274,75		59,77	60,98
	1,76	1101	9,03	2,34	18,4	1106,8	9,08	2,36							274,08		59,63	60,83
	1,76	1200	9,02	2,08	18,4	1206,3	9,07	2,10							265,54		57,77	58,94
	1,76	1300	9,03	1,8	18,4	1306,9	9,08	1,82							248,94		54,16	55,25
	1,76	1401	9,04	1,46	18,4	1408,4	9,09	1,48							217,60		47,34	48,30
	1,76	1500	9,03	1,15	18,4	1507,9	9,08	1,16							183,51		39,92	40,73
	1,76	1861	9,04	0	18,4	1870,8	9,09	0,00							0,00		0,00	0,00
								Q _{medio} 9,07										

n (rpm) (η _{total} máximo)	K _{U1} (η _{total} máximo)	K _{U(embalamiento)}	K _{U1} / K _{C1} (η _{total} máximo)	K _{U(embalamiento)} / K _{C1}
20	21	22	23	24
1000	0,384	0,714	0,388	0,721

TABLA DE VALORES MEDIDOS Y CALCULADOS

Valores medidos, experimentales					Experimentales corregidos. Puntos homólogos H=18,6m													
x (mm)	P (bar)	n (rpm)	Q (m ³ /h)	Par de freno (N·m)	H (m)	n (rpm)	Q (m ³ /h)	Par de freno (N·m)	S _x (mm ²)	η _{inyector} (%)	K _{C1}	C ₁ (m/s)	d ₀ (mm)	C _C	Pot. Eje (W)	Pot. Neta (W)	η _{total} (%)	η _{rodete} (%)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
6	1,76	450	11,3	4,7	18,4	452,3	11,36	4,75	175,4	0,977	0,988	18,88	14,56	0,950	224,96	574,01	39,19	40,12
	1,75	601	11,2	4,37	18,3	605,8	11,29	4,44							281,70		49,08	50,23
	1,76	750	11,2	4,01	18,4	753,9	11,26	4,05							319,90		55,73	57,05
	1,76	901	11,2	3,59	18,4	905,7	11,26	3,63							344,05		59,94	61,35
	1,76	1000	11,2	3,29	18,4	1005,2	11,26	3,32							349,95		60,97	62,41
	1,76	1101	11,3	3,01	18,4	1106,7	11,36	3,04							352,50		61,41	62,86
	1,76	1201	11,3	2,72	18,4	1207,3	11,36	2,75							347,47		60,53	61,96
	1,76	1301	11,3	2,37	18,4	1307,8	11,36	2,39							327,97		57,14	58,49
	1,76	1402	11,3	1,98	18,4	1409,3	11,36	2,00							295,27		51,44	52,65
	1,76	1500	11,3	1,6	18,4	1507,8	11,36	1,62							255,28		44,47	45,52
	1,76	1891	11,3	0	18,4	1900,9	11,36	0,00							0,00		0,00	0,00
							Q _{medio} 11,33											

n (rpm) (η _{total} máximo)	K _{U1} (η _{total} máximo)	K _{U(embalamiento)}	K _{U1} / K _{C1} (η _{total} máximo)	K _{U(embalamiento)} / K _{C1}
20	21	22	23	24
1040	0,399	0,726	0,404	0,734

TABLA DE VALORES MEDIDOS Y CALCULADOS

Valores medidos, experimentales					Experimentales corregidos. Puntos homólogos H=18,6m													
x (mm)	P (bar)	n (rpm)	Q (m ³ /h)	Par de freno (N·m)	H (m)	n (rpm)	Q (m ³ /h)	Par de freno (N·m)	S _x (mm ²)	η _{inyector} (%)	K _{C1}	C ₁ (m/s)	d ₀ (mm)	C _C	Pot. Eje (W)	Pot. Neta (W)	η _{total} (%)	η _{rodete} (%)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
7,5	1,76	451	13,2	5,53	18,4	453,3	13,27	5,59	213,8	0,973	0,986	18,84	15,79	0,916	265,24	673,60	39,38	40,47
	1,75	600	13,2	5,16	18,3	604,8	13,31	5,24							332,02		49,29	50,66
	1,76	750	13,2	4,77	18,4	753,9	13,27	4,82							380,47		56,48	58,05
	1,76	902	13,2	4,28	18,4	906,7	13,27	4,32							410,57		60,95	62,65
	1,76	1000	13,2	3,91	18,4	1005,2	13,27	3,95							415,83		61,73	63,45
	1,76	1101	13,2	3,6	18,4	1106,7	13,27	3,64							421,53		62,58	64,32
	1,76	1200	13,3	3,27	18,4	1206,2	13,37	3,30							417,32		61,95	63,68
	1,76	1300	13,2	2,88	18,4	1306,7	13,27	2,91							398,18		59,11	60,76
	1,76	1401	13,3	2,44	18,4	1408,2	13,37	2,47							363,55		53,97	55,47
	1,76	1500	13,2	1,99	18,4	1507,7	13,27	2,01							317,46		47,13	48,44
	1,76	1921	13,2	0	18,4	1930,9	13,27	0,00							0,00		0,00	0,00
								Q _{medio} 13,29										

n (rpm) (η _{total} máximo)	K _{U1} (η _{total} máximo)	K _{U(embalamiento)}	K _{U1} / K _{C1} (η _{total} máximo)	K _{U(embalamiento)} / K _{C1}
20	21	22	23	24
1040	0,399	0,737	0,405	0,747

TABLA DE VALORES MEDIDOS Y CALCULADOS

Valores medidos, experimentales					Experimentales corregidos. Puntos homólogos H=18,6m													
x (mm)	P (bar)	n (rpm)	Q (m ³ /h)	Par de freno (N·m)	H (m)	n (rpm)	Q (m ³ /h)	Par de freno (N·m)	S _x (mm ²)	η _{inyector} (%)	K _{C1}	C ₁ (m/s)	d ₀ (mm)	C _C	Pot. Eje (W)	Pot. Neta (W)	η _{total} (%)	η _{rodete} (%)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
9	1,76	452	15	6,24	18,4	454,3	15,08	6,30	250,1	0,968	0,984	18,80	16,85	0,892	299,92	765,19	39,20	40,48
	1,75	599	15	5,86	18,3	603,7	15,12	5,95							376,38		49,19	50,80
	1,75	750	15	5,45	18,3	755,9	15,12	5,54							438,28		57,28	59,16
	1,76	900	15	4,91	18,4	904,6	15,08	4,96							469,90		61,41	63,42
	1,76	999	15	4,51	18,4	1004,1	15,08	4,56							479,09		62,61	64,66
	1,76	1099	15	4,18	18,4	1104,6	15,08	4,22							488,49		63,84	65,93
	1,76	1201	15	3,77	18,4	1207,1	15,08	3,81							481,46		62,92	64,98
	1,76	1300	15	3,35	18,4	1306,7	15,08	3,38							463,09		60,52	62,50
	1,76	1401	15,1	2,86	18,4	1408,2	15,18	2,89							426,07		55,68	57,51
	1,75	1501	15	2,34	18,3	1512,9	15,12	2,38							376,61		49,22	50,83
	1,76	1930	15	0	18,4	1939,9	15,08	0,00							0,00		0,00	0,00
								Q _{medio} 15,10										

n (rpm) (η _{total} máximo)	K _{U1} (η _{total} máximo)	K _{U(embalamiento)}	K _{U1} / K _{C1} (η _{total} máximo)	K _{U(embalamiento)} / K _{C1}
20	21	22	23	24
1050	0,403	0,741	0,409	0,753

TABLA DE VALORES MEDIDOS Y CALCULADOS

Valores medidos, experimentales					Experimentales corregidos. Puntos homólogos H=18,6m													
x (mm)	P (bar)	n (rpm)	Q (m ³ /h)	Par de freno (N·m)	H (m)	n (rpm)	Q (m ³ /h)	Par de freno (N·m)	S _x (mm ²)	η _{inyector} (%)	K _{C1}	C ₁ (m/s)	d ₀ (mm)	C _C	Pot. Eje (W)	Pot. Neta (W)	η _{total} (%)	η _{rodete} (%)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
10,5	1,76	453	16,6	6,87	18,4	455,3	16,68	6,94	284,2	0,963	0,981	18,75	17,76	0,871	330,89	847,05	39,06	40,57
	1,76	601	16,6	6,48	18,4	604,1	16,68	6,55							414,07		48,88	50,77
	1,77	749	16,6	6,1	18,5	750,7	16,64	6,13							481,77		56,88	59,07
	1,77	901	16,7	5,49	18,5	903,1	16,74	5,52							521,58		61,58	63,95
	1,77	1001	16,7	5,05	18,5	1003,3	16,74	5,07							533,03		62,93	65,35
	1,77	1100	16,7	4,68	18,5	1102,5	16,74	4,70							542,83		64,08	66,55
	1,77	1200	16,7	4,26	18,5	1202,8	16,74	4,28							539,03		63,64	66,09
	1,77	1300	16,7	3,81	18,5	1303,0	16,74	3,83							522,27		61,66	64,03
	1,76	1401	16,6	3,25	18,4	1408,1	16,68	3,28							484,11		57,15	59,36
	1,73	1499	16,5	2,62	18,1	1519,3	16,72	2,69							428,20		50,55	52,50
	1,73	1929	16,5	0	18,1	1955,1	16,72	0,00							0,00		0,00	0,00
								Q _{medio} 16,71										

n (rpm) (η _{total} máximo)	K _{U1} (η _{total} máximo)	K _{U(embalamiento)}	K _{U1} / K _{C1} (η _{total} máximo)	K _{U(embalamiento)} / K _{C1}
20	21	22	23	24
1080	0,414	0,740	0,422	0,754

TABLA DE VALORES MEDIDOS Y CALCULADOS

Valores medidos, experimentales					Experimentales corregidos. Puntos homólogos H=18,6m													
x (mm)	P (bar)	n (rpm)	Q (m ³ /h)	Par de freno (N·m)	H (m)	n (rpm)	Q (m ³ /h)	Par de freno (N·m)	S _x (mm ²)	η _{inyector} (%)	K _{C1}	C ₁ (m/s)	d ₀ (mm)	C _C	Pot. Eje (W)	Pot. Neta (W)	η _{total} (%)	η _{rodete} (%)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
12	1,76	451	18	7,48	18,4	453,3	18,09	7,56	316,15	0,957	0,978	18,69	18,51	0,851	358,64	917,2	39,10	40,86
	1,77	602	18,1	7,08	18,5	603,4	18,14	7,11							449,37		48,99	51,20
	1,78	750	18,1	6,62	18,6	749,6	18,09	6,61							519,18		56,61	59,16
	1,78	902	18,1	5,98	18,6	901,6	18,09	5,97							564,04		61,50	64,27
	1,78	1000	18,1	5,55	18,6	999,5	18,09	5,54							580,35		63,27	66,13
	1,78	1101	18,1	5,14	18,6	1100,5	18,09	5,14							591,77		64,52	67,43
	1,78	1201	18,1	4,69	18,6	1200,4	18,09	4,69							589,00		64,22	67,11
	1,78	1300	18,1	4,21	18,6	1299,4	18,09	4,21							572,30		62,40	65,21
	1,74	1400	17,9	3,51	18,2	1414,9	18,09	3,59							531,22		57,92	60,53
	1,71	1500	17,7	2,77	17,9	1528,9	18,04	2,88							460,74		50,23	52,50
	1,73	1940	17,9	0	18,1	1966,2	18,14	0,00							0,00		0,00	0,00
							Q _{medio} 18,10											

n (rpm) (η _{total} máximo)	K _{U1} (η _{total} máximo)	K _{U(embalamiento)}	K _{U1} / K _{C1} (η _{total} máximo)	K _{U(embalamiento)} / K _{C1}
20	21	22	23	24
1100	0,422	0,744	0,432	0,761

TABLA DE VALORES MEDIDOS Y CALCULADOS

Valores medidos, experimentales					Experimentales corregidos. Puntos homólogos H=18,6m													
x (mm)	P (bar)	n (rpm)	Q (m ³ /h)	Par de freno (N·m)	H (m)	n (rpm)	Q (m ³ /h)	Par de freno (N·m)	S _x (mm ²)	η _{inyector} (%)	K _{C1}	C ₁ (m/s)	d ₀ (mm)	C _C	Pot. Eje (W)	Pot. Neta (W)	η _{total} (%)	η _{rodete} (%)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
13,5	1,77	451	19,3	7,96	18,5	452,0	19,34	8,00	345,9	0,950	0,975	18,62	19,16	0,833	378,47	979,34	38,65	40,67
	1,78	602	19,3	7,55	18,6	601,7	19,29	7,54							475,23		48,53	51,07
	1,79	751	19,4	7,1	18,7	748,6	19,34	7,05							552,96		56,46	59,42
	1,79	900	19,4	6,44	18,7	897,1	19,34	6,40							601,07		61,38	64,59
	1,79	1001	19,4	5,96	18,7	997,8	19,34	5,92							618,70		63,18	66,48
	1,79	1101	19,4	5,49	18,7	1097,4	19,34	5,45							626,84		64,01	67,36
	1,79	1199	19,4	5,06	18,7	1195,1	19,34	5,03							629,17		64,24	67,61
	1,77	1299	19,3	4,44	18,5	1301,9	19,34	4,46							608,04		62,09	65,34
	1,74	1400	19,1	3,54	18,2	1414,9	19,30	3,62							535,71		54,70	57,57
	1,7	1500	18,9	2,95	17,8	1533,2	19,32	3,08							494,86		50,53	53,18
	1,73	1950	19	0	18,1	1976,3	19,26	0,00							0,00		0,00	0,00
								Q _{medio} 19,32										

n (rpm) (η _{total} máximo)	K _{U1} (η _{total} máximo)	K _{U(embalamiento)}	K _{U1} / K _{C1} (η _{total} máximo)	K _{U(embalamiento)} / K _{C1}
20	21	22	23	24
1120	0,430	0,748	0,441	0,768

TABLA DE VALORES MEDIDOS Y CALCULADOS

Valores medidos, experimentales						Experimentales corregidos. Puntos homólogos H=18,6m												
x (mm)	P (bar)	n (rpm)	Q (m ³ /h)	Par de freno (N·m)	H (m)	n (rpm)	Q (m ³ /h)	Par de freno (N·m)	S _x (mm ²)	η _{inyector} (%)	K _{C1}	C ₁ (m/s)	d ₀ (mm)	C _C	Pot. Eje (W)	Pot. Neta (W)	η _{total} (%)	η _{rodete} (%)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
15	1,76	450	20,3	8,33	18,4	452,2	20,40	8,41	373,5	0,943	0,971	18,55	19,69	0,815	398,44	1030,68	38,66	40,99
	1,77	600	20,3	7,92	18,5	601,3	20,34	7,96							500,94		48,60	51,54
	1,78	750	20,4	7,43	18,6	749,6	20,39	7,42							582,60		56,53	59,94
	1,79	900	20,4	6,75	18,7	897,1	20,33	6,71							629,96		61,12	64,82
	1,79	1001	20,4	6,23	18,7	997,7	20,33	6,19							646,68		62,74	66,54
	1,79	1100	20,4	5,75	18,7	1096,4	20,33	5,71							655,88		63,64	67,48
	1,78	1200	20,3	5,29	18,6	1199,4	20,29	5,28							663,69		64,39	68,29
	1,75	1300	20,2	4,54	18,3	1310,1	20,36	4,61							632,59		61,38	65,09
	1,7	1400	19,8	3,73	17,8	1431,0	20,24	3,90							583,95		56,66	60,08
	1,69	1500	19,8	3,13	17,7	1537,6	20,30	3,29							529,56		51,38	54,49
	1,73	1951	20,1	0	18,1	1977,2	20,37	0,00							0,00		0,00	0,00
							Q _{medio} 20,34											

n (rpm) (η _{total} máximo)	K _{U1} (η _{total} máximo)	K _{U(embalamiento)}	K _{U1} / K _{C1} (η _{total} máximo)	K _{U(embalamiento)} / K _{C1}
20	21	22	23	24
1100	0,422	0,749	0,435	0,771

CONSTRUCCIÓN DE LAS TABLAS

Para cada x se construirá una tabla. A continuación se detalla cómo rellenar cada tabla columna a columna.

Las cinco primeras columnas son los valores directamente medidos. El par se mide con la célula de carga que mide fuerza, pero ya está multiplicada por su brazo, que es una constante, y por tanto en el display aparece el “par de fuerzas” en (N·m).

6ª Columna:

Se calcula la altura neta (H) mediante la expresión (3) ó (3') según el manómetro utilizado.

7ª Columna:

De los valores medidos se ha obtenido diversas alturas netas “H”. Debido a las fluctuaciones en las medidas, en vez de obtener una sola “H” se obtienen diversas, aunque muy parecidas. Pues bien, se corrigen estas medidas a las que habríamos obtenido si la altura neta hubiera sido rigurosamente constante e igual a $H=18,6\text{m}$.

A los valores de “n”, “Q”, y “par” así obtenidos se les llamará “experimentales corregidos”, puntos homólogos.

Cálculo de la velocidad de rotación corregida: $n(\text{homóloga})$ es la velocidad de la turbina que corresponde al punto homólogo al medido, pero con: $H_{\text{homóloga}}=18,6\text{m}$

$$\frac{H_{\text{homóloga}}}{H} = \left(\frac{n_{\text{homóloga}}}{n} \right)^2 \Rightarrow \text{obtenemos } n_{\text{homóloga}}$$

8ª Columna:

El caudal del punto homólogo al medido y que corresponde a $H_{\text{homóloga}}=18,6\text{m}$ se obtiene:

$$\frac{Q_{\text{homólogo}}}{Q} = \frac{n_{\text{homóloga}}}{n} \Rightarrow \text{obtenemos } Q_{\text{homólogo}}$$

9ª Columna:

El par del punto homólogo:

$$\begin{aligned} \frac{Pot_{\text{homóloga}}}{Pot} &= \left(\frac{n_{\text{homóloga}}}{n} \right)^3 = \frac{Par_{\text{homólogo}}}{Par} \cdot \frac{n_{\text{homóloga}}}{n} \\ \Rightarrow \frac{Par_{\text{homólogo}}}{Par} &= \left(\frac{n_{\text{homóloga}}}{n} \right)^2 \Rightarrow Par_{\text{homólogo}} \end{aligned}$$

Ya se tiene los valores “experimentales corregidos” $n_{\text{homólogo}}$, $Q_{\text{homólogo}}$, $Par_{\text{homólogo}}$, todos ellos correspondientes a la altura neta $H_{\text{homóloga}}=18,6\text{m}$

A partir de ahora todos los cálculos se harán sobre estos valores, columnas 7, 8 y 9.

10ª Columna:

Área de salida del inyector (S_x) en mm^2 , de la ecuación (9); la “x” se pondrá en mm

11ª Columna:

Rendimiento del inyector de la ecuación (5).

12ª Columna:

Coefficiente de velocidad K_{c1} de la ecuación (21).

13ª Columna:

Velocidad absoluta del chorro C_1 en la vena contracta, que se ha aproximado a que es la misma que la inmediatamente anterior al choque. De la ecuación (11), siendo $H=18,6\text{m}$

14ª Columna:

Diámetro del chorro en la vena contracta.

$$Q_{medio} = C_1 \cdot \frac{\pi \cdot d_0^2}{4}$$

El caudal es el de la columna (8) “Q” (**en las unidades correctas**), pero no es único debido a las fluctuaciones inevitables en las medidas. Por eso se utiliza el caudal medio de la columna “8” (en m^3/s) para el cálculo del diámetro “ d_0 ”. ¡Cuidado con las unidades!

15ª Columna:

Coefficiente de contracción C_c , de la ecuación (10). ¡Cuidado con las unidades! Por simple lógica ha de ser ligeramente inferior a la unidad.

16ª Columna:

Potencia útil de la turbina ó potencia en el eje, de la ecuación (15).

17ª Columna:

Potencia neta, de la ecuación (14) calculada con el caudal medio de la columna “8”, y la altura neta: $H=18,6\text{m}$

18ª Columna:

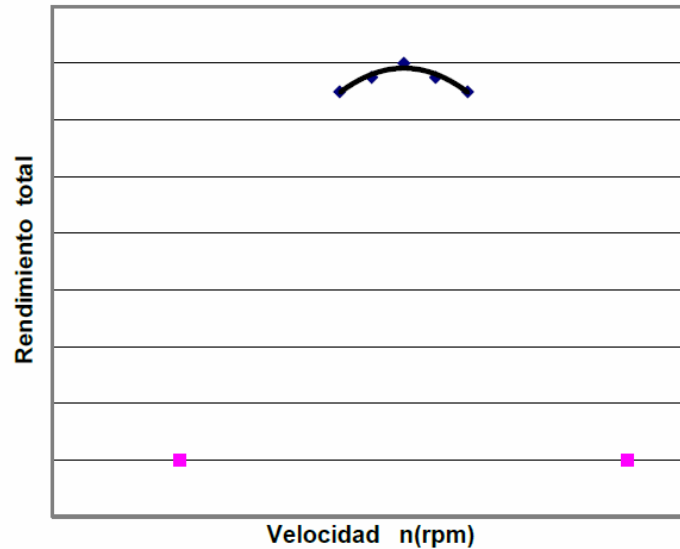
Rendimiento total de la turbina, de la ecuación (13).

19ª Columna:

Rendimiento del rodete. Lo calculamos despejando de la ecuación (18)

20ª Columna:

Velocidad óptima de la turbina, la que corresponde al rendimiento total máximo de la turbina. Las revoluciones al minuto a que debe girar la turbina para que sea máximo su rendimiento se obtiene a posteriori. Lo normal es que no coincida con ninguno de los puntos experimentales corregidos. Saldrá interpolando en la gráfica:



Los puntos a tener en cuenta para la interpolación no han de ser todos, únicamente nos interesan los cercanos al máximo rendimiento y si hay algún valor díscolo que se sale de la pauta de los demás lo hemos de achacar a un error de medida y lo lógico es no contar con él.

21ª Columna:

“Coeficiente de velocidad de arrastre” K_{u1} , calculado en la situación de máximo rendimiento, con la velocidad de rotación deducida en la columna anterior.

$$K_{u1} = \left(\frac{U_1}{\sqrt{2 \cdot g \cdot H}} \right)_{\eta(\text{máximo})} = \frac{\omega_{\eta(\text{máximo})} \cdot R}{\sqrt{2 \cdot g \cdot H}}$$

El radio nominal del rodete es: $R=70\text{mm}$ y $H=18,6\text{m}$

22ª Columna:

“Coeficiente de velocidad de embalamiento” $K_{U\text{embalamiento}}$

$$K_{U\text{embalamiento}} = \frac{\omega_{\text{embalamiento}} \cdot R}{\sqrt{2 \cdot g \cdot H}}$$

El punto de embalamiento es uno de los medidos y corregido para $H=18,6\text{m}$

23ª Columna:

El cociente entre: $(K_{U1}/K_{C1})_{\eta(\text{total máximo})}$

En el supuesto de un choque elástico, de una turbina ideal, daría 0,5. La experiencia dice que sale algo menor, ya que la turbina ha de girar a tal velocidad que la velocidad de los álabes U_1 sea algo menor que la mitad de la del chorro C_1 .

24ª Columna

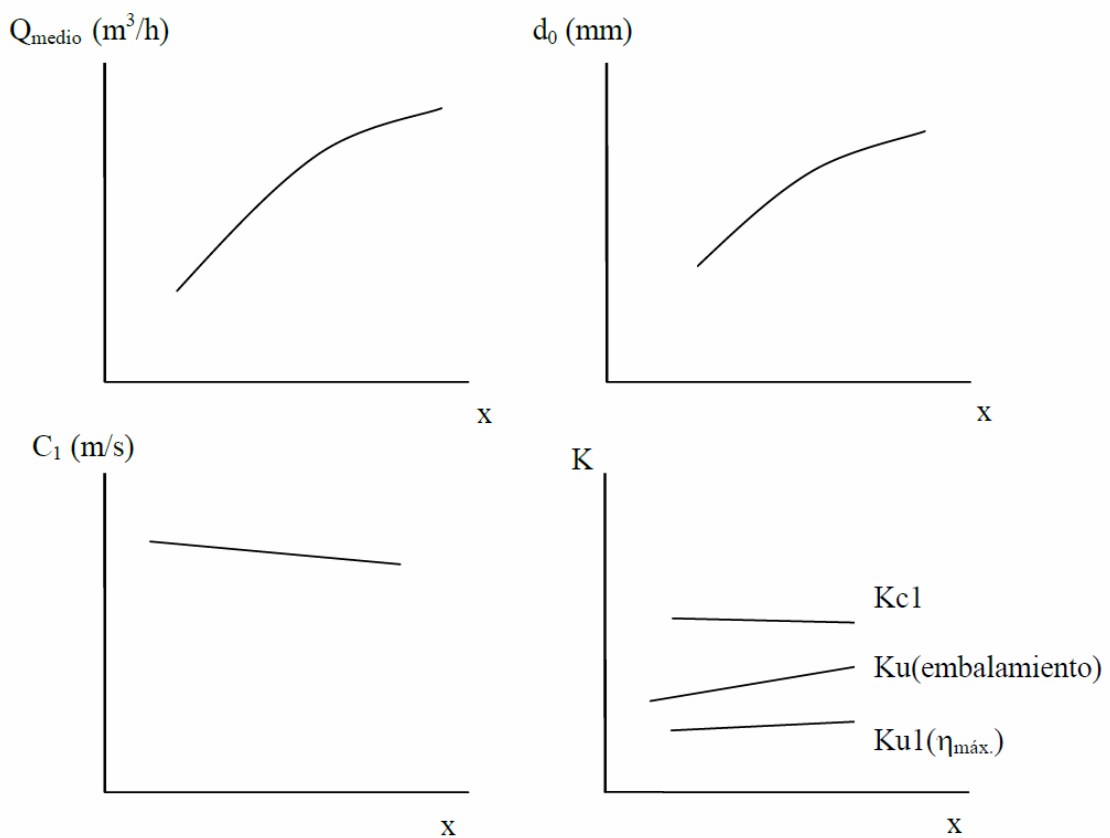
El cociente entre: $(K_{\text{embalamiento}}/K_{C1})$

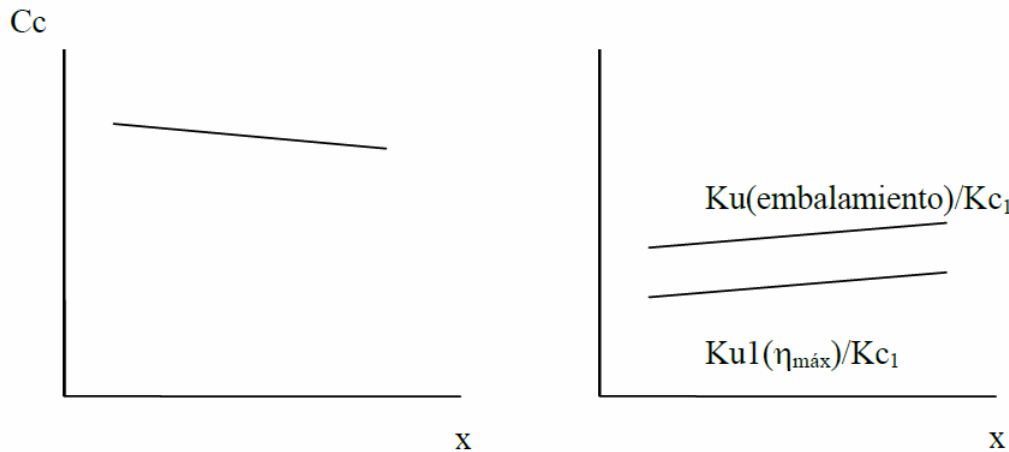
Si el rodete no fuera frenado por el aire ni los cojinetes valdría la unidad, aunque en la práctica es menos, tanto menor cuanto mayor sea el cociente entre la potencia de freno al rodete (en el embalamiento) y la potencia del chorro. Como nuestra turbina es de muy pequeña potencia sale claramente inferior a la unidad sobre todo en caudales pequeños.

GRÁFICAS QUE HAY QUE REALIZAR

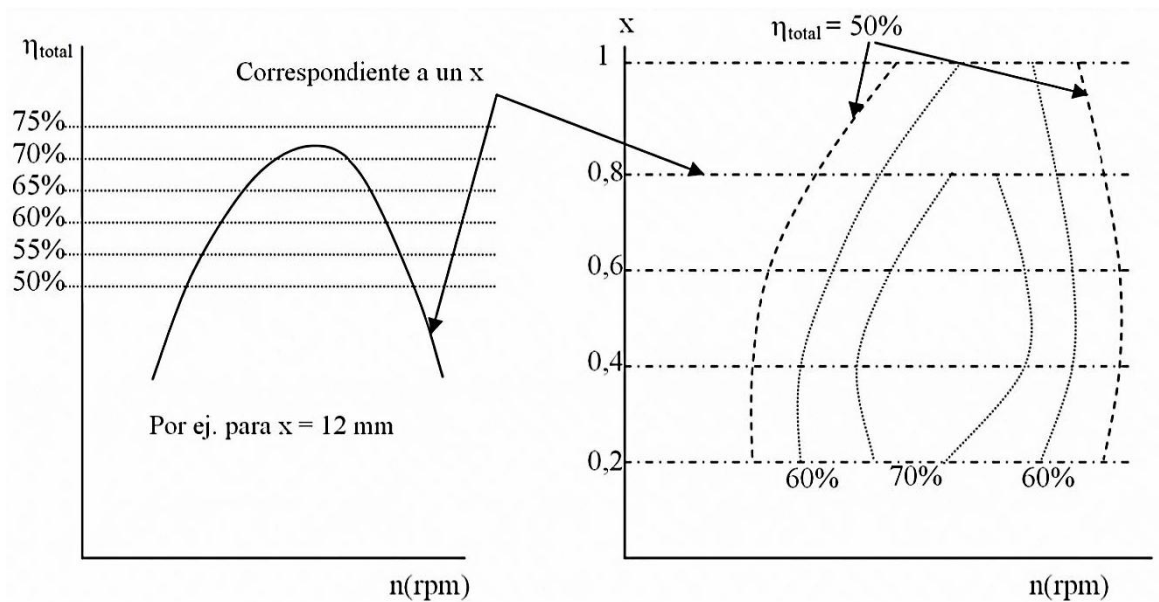
Se realizarán las siguientes gráficas:

14. En función de “x”



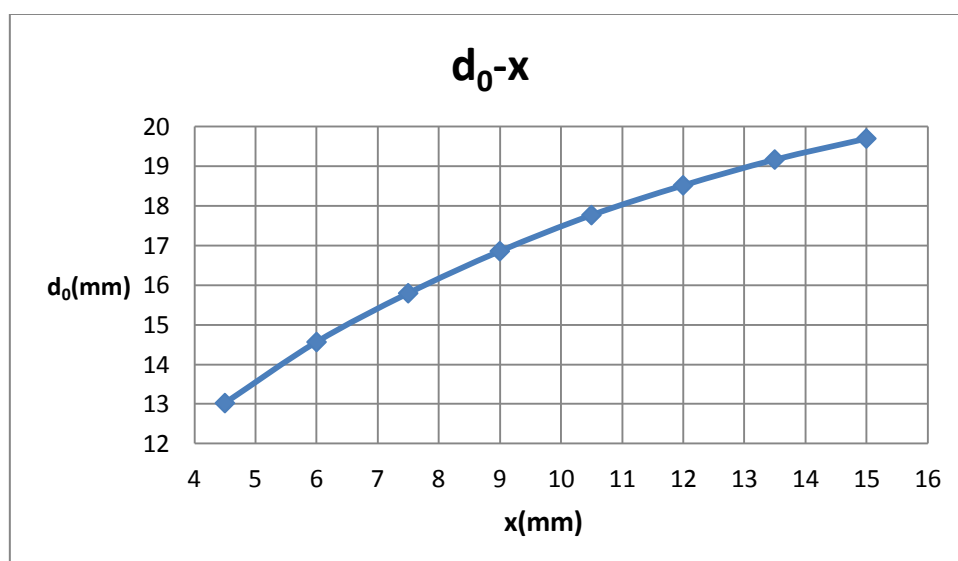
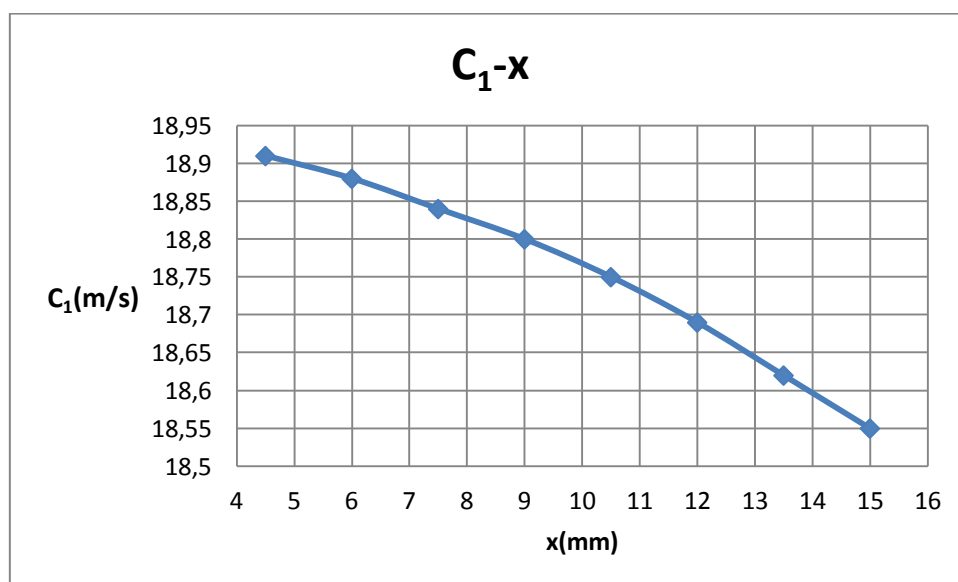
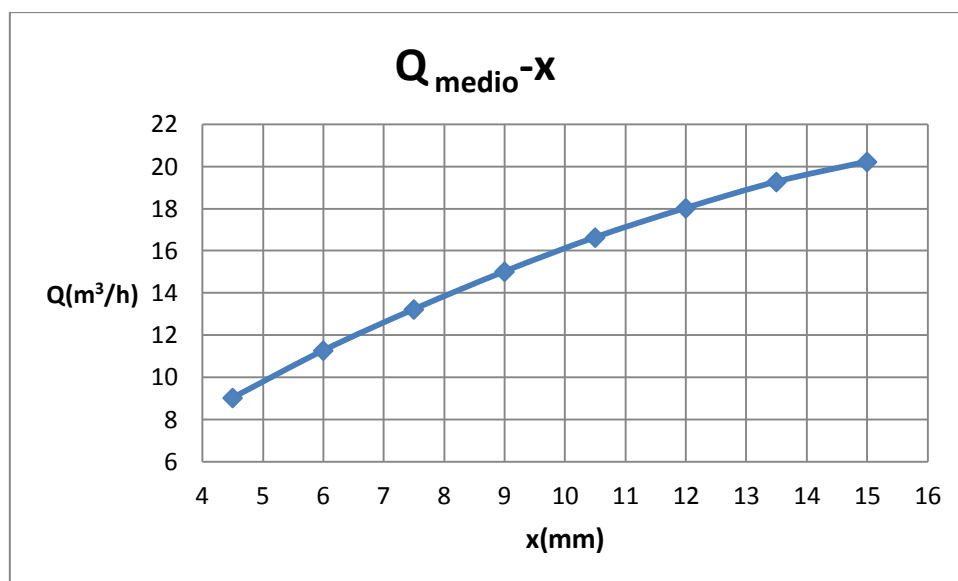


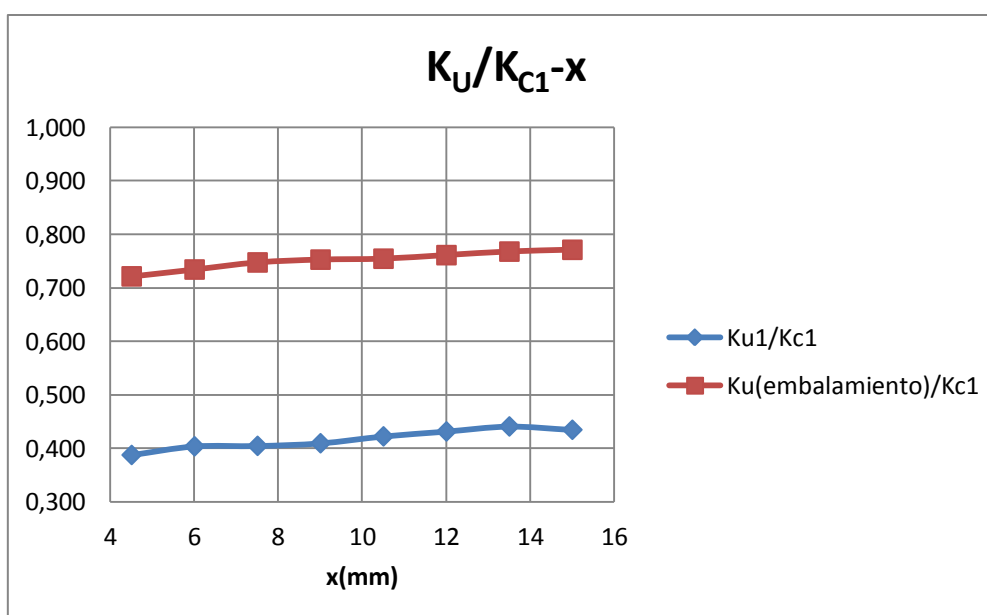
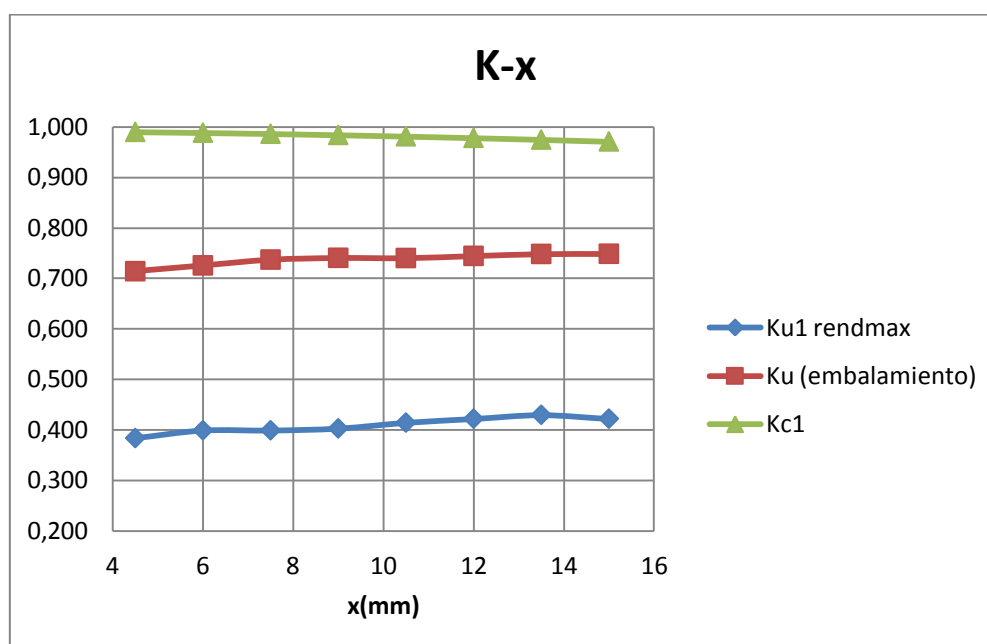
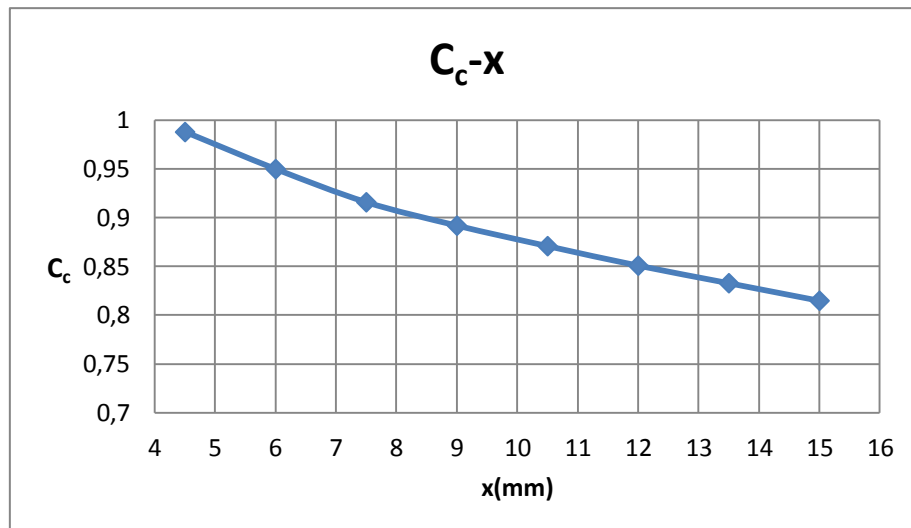
15. Gráficas $\eta_{\text{total}}-n$, para cada x . Con estas gráficas se realizará la colina de rendimientos.



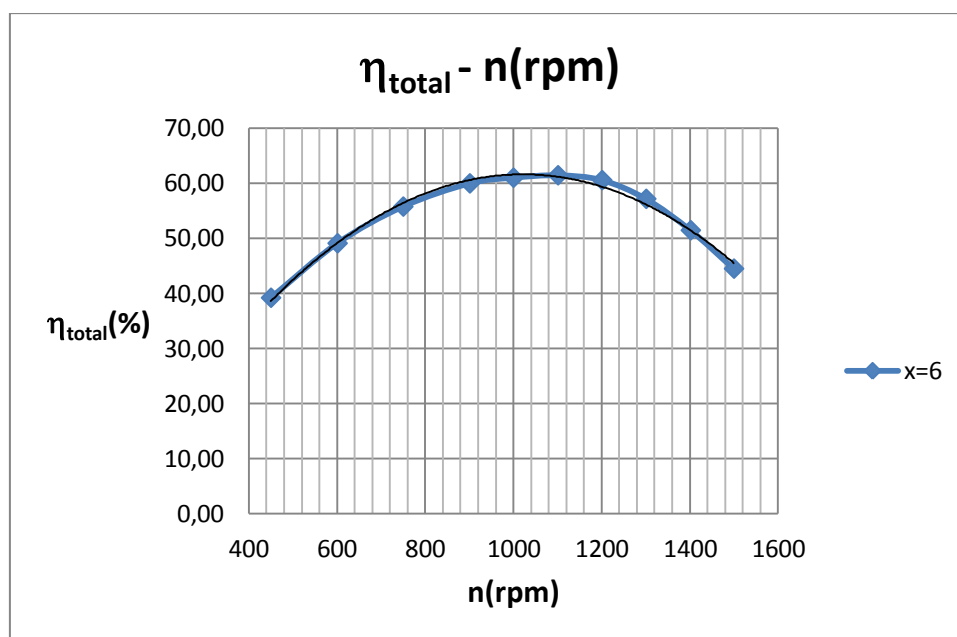
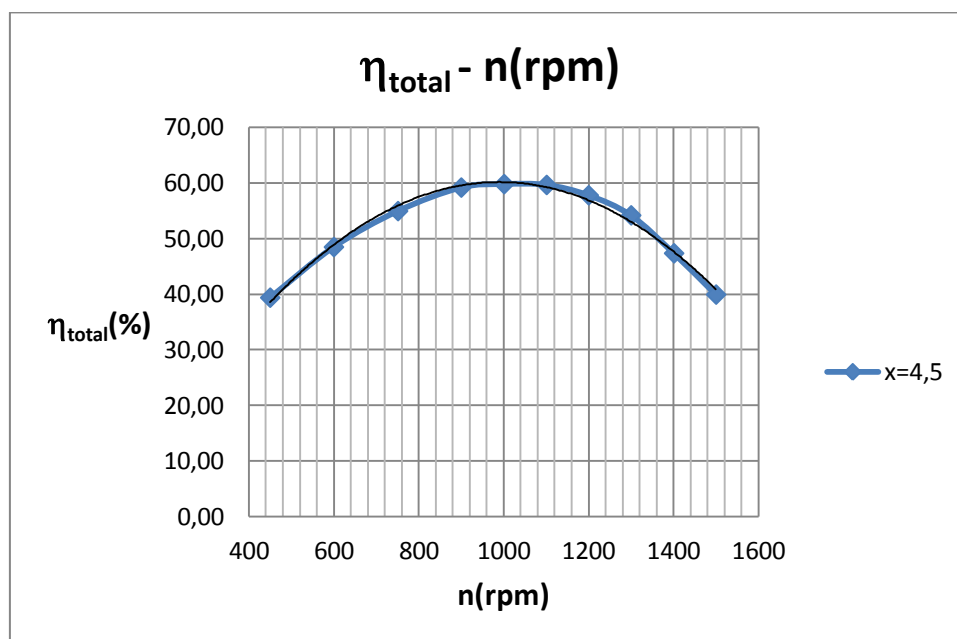
Los datos para construir la colina de rendimientos, el gráfico de la derecha, se tomarán del gráfico anterior, de las intersecciones de las rectas: $\eta_{\text{total}}=0,7$ con la curva ajustada $\eta_{\text{total}}-n(\text{rpm})$. Lo mismo con $\eta_{\text{total}}=0,6-0,5...$ y luego uniendo, aproximadamente, los puntos de igual rendimiento.

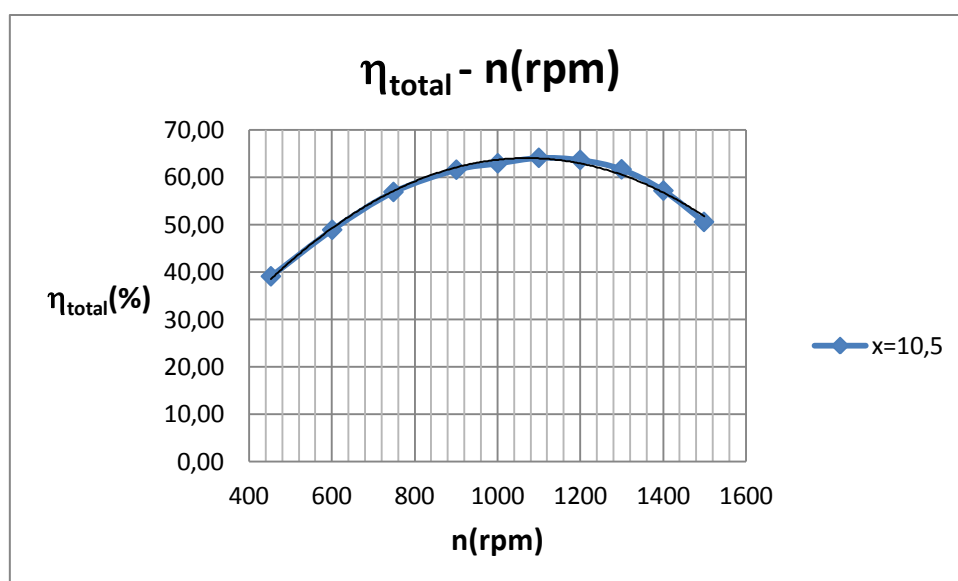
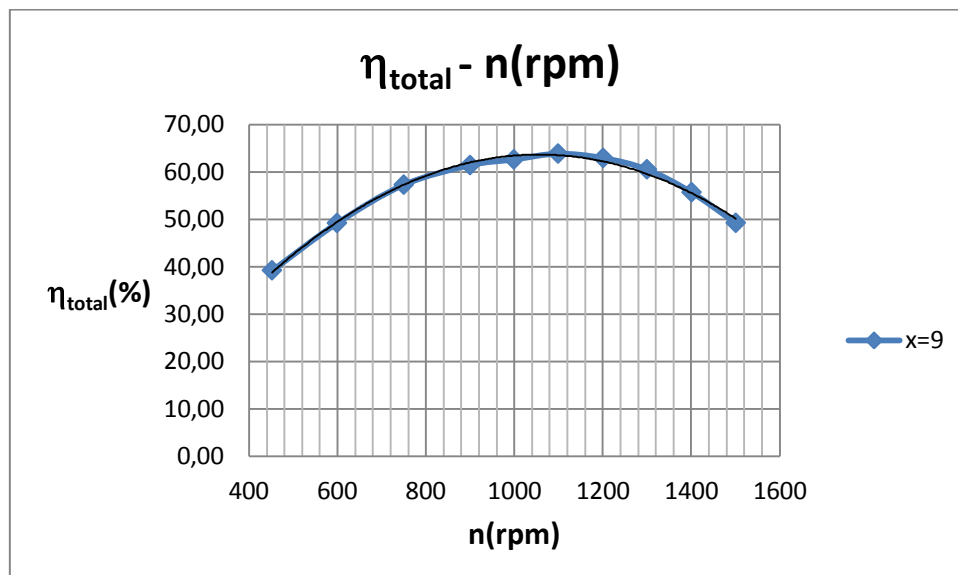
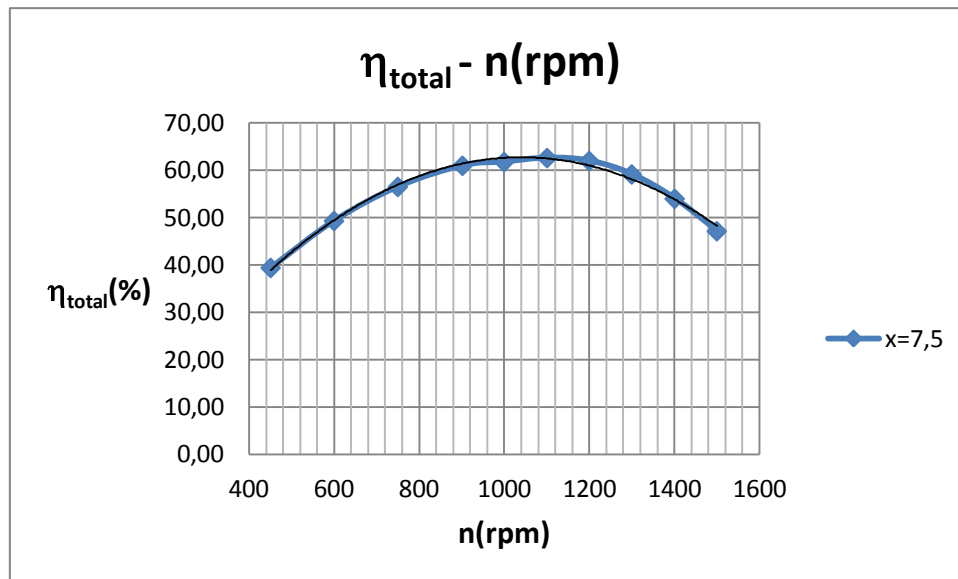
Las gráficas obtenidas son las siguientes:

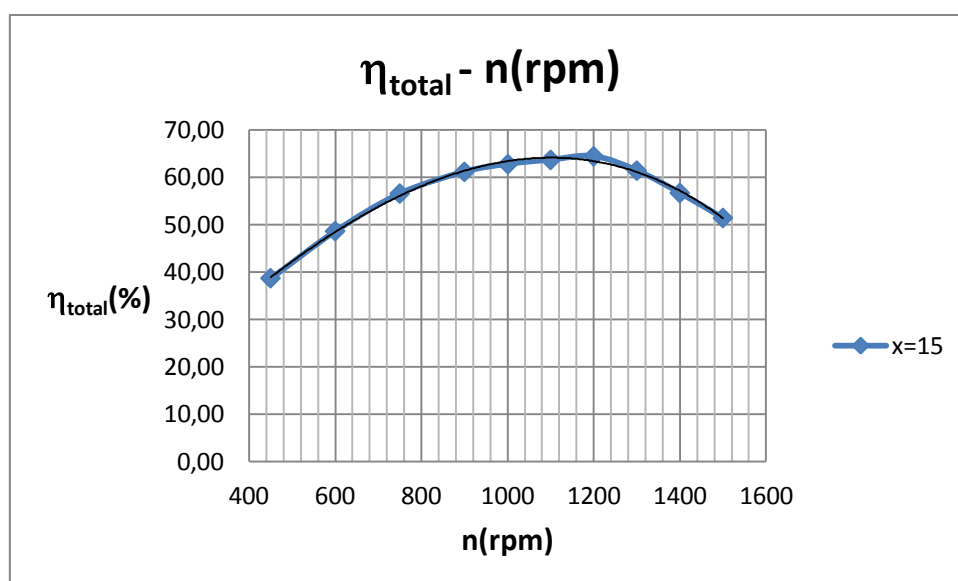
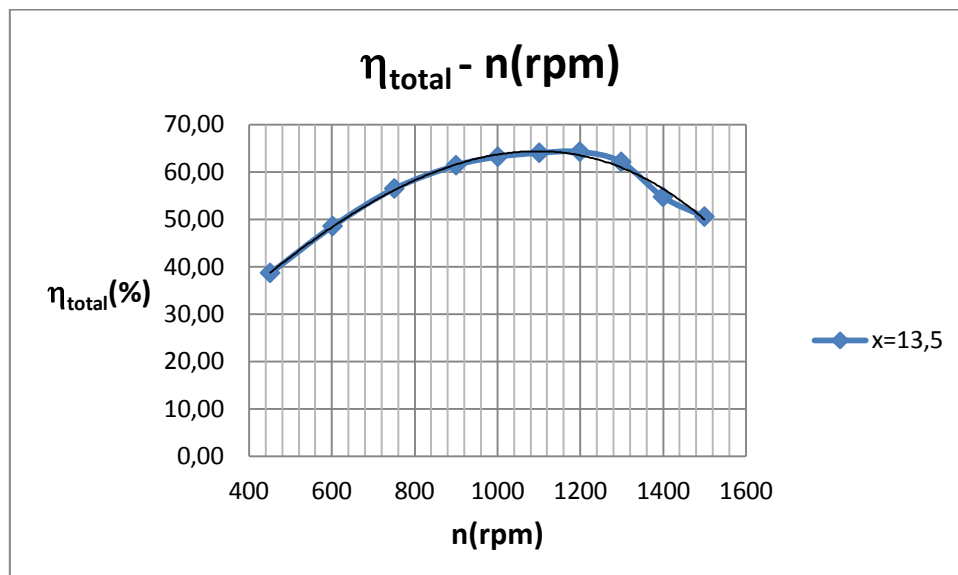
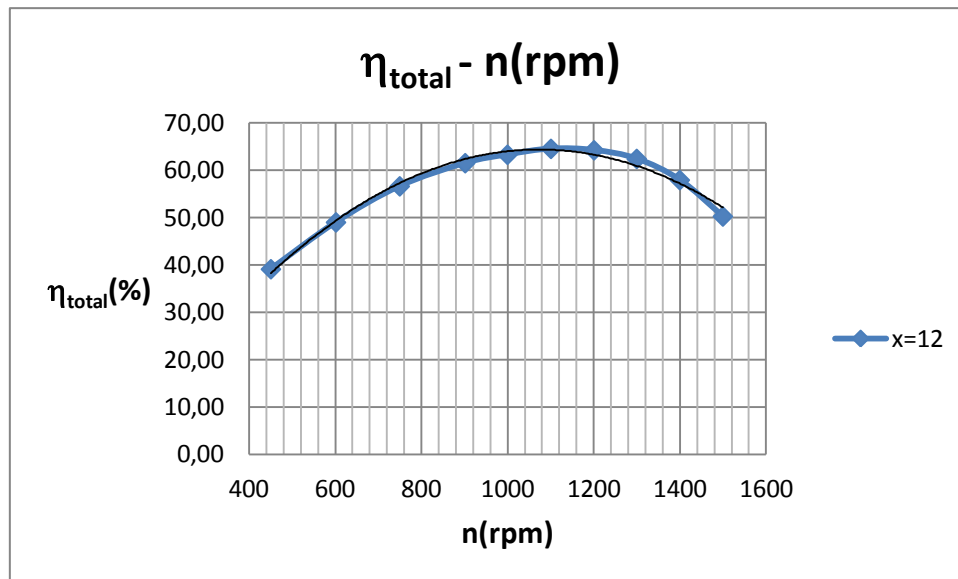




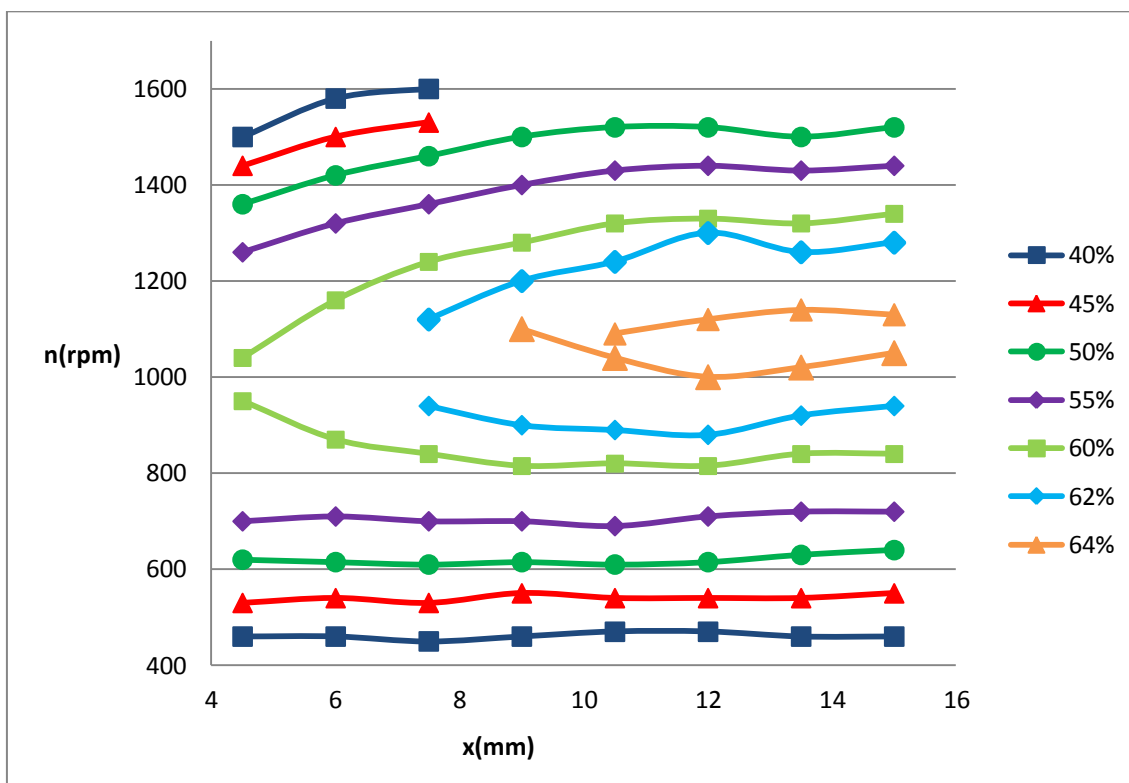
Para cada x (4,5; 6; 7,5...15):



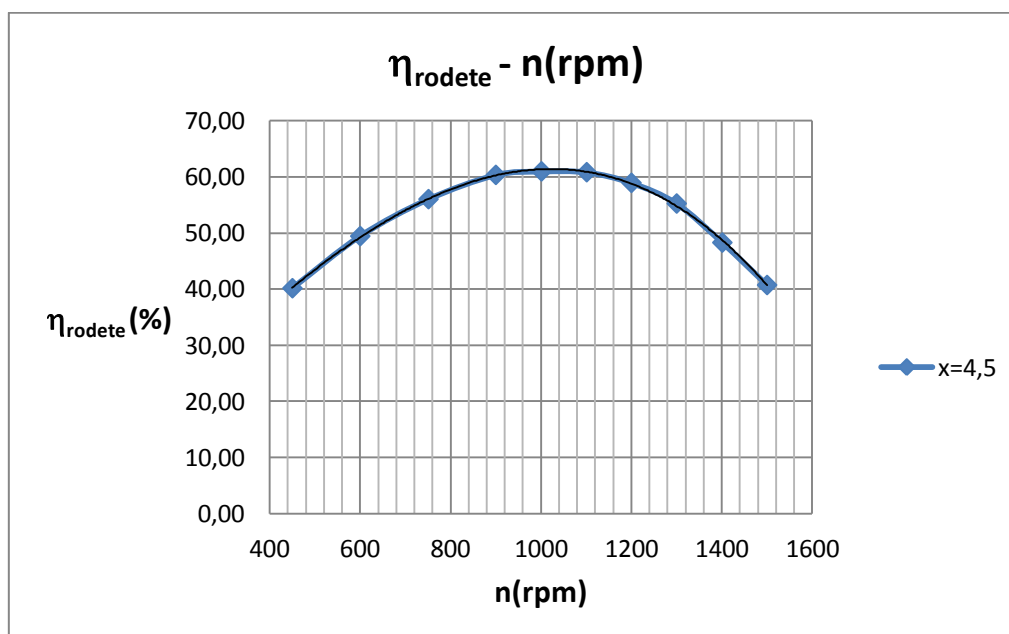


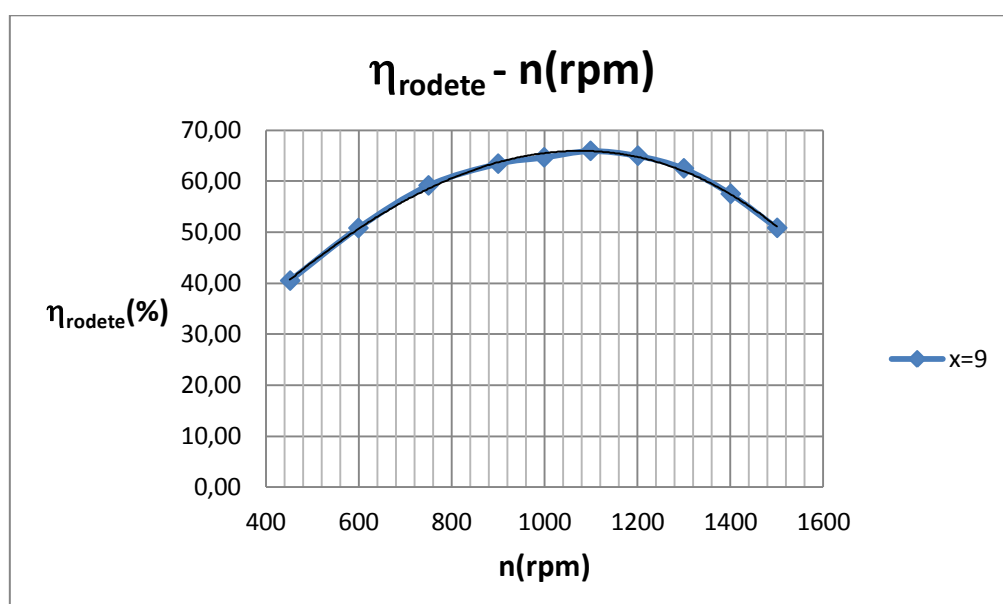
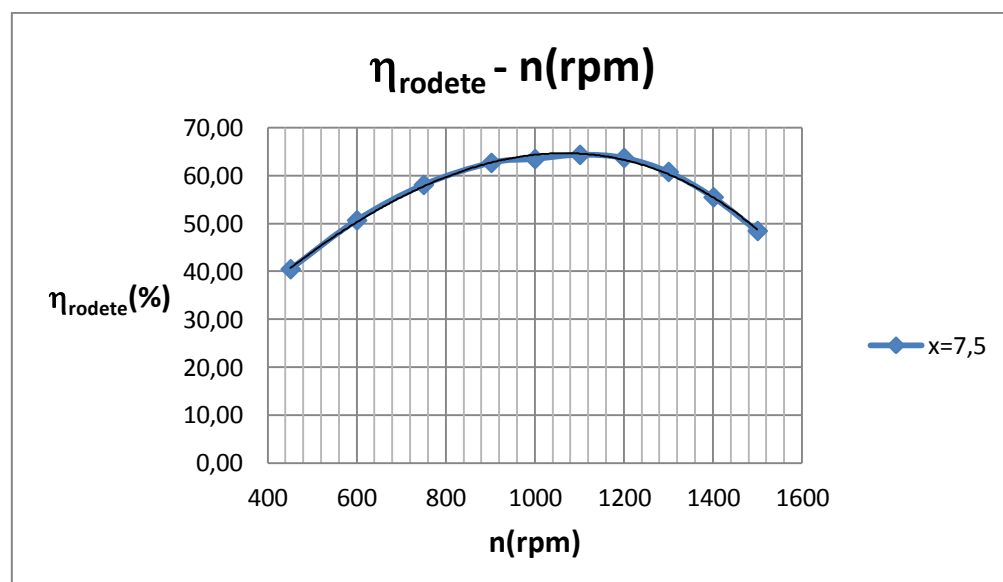
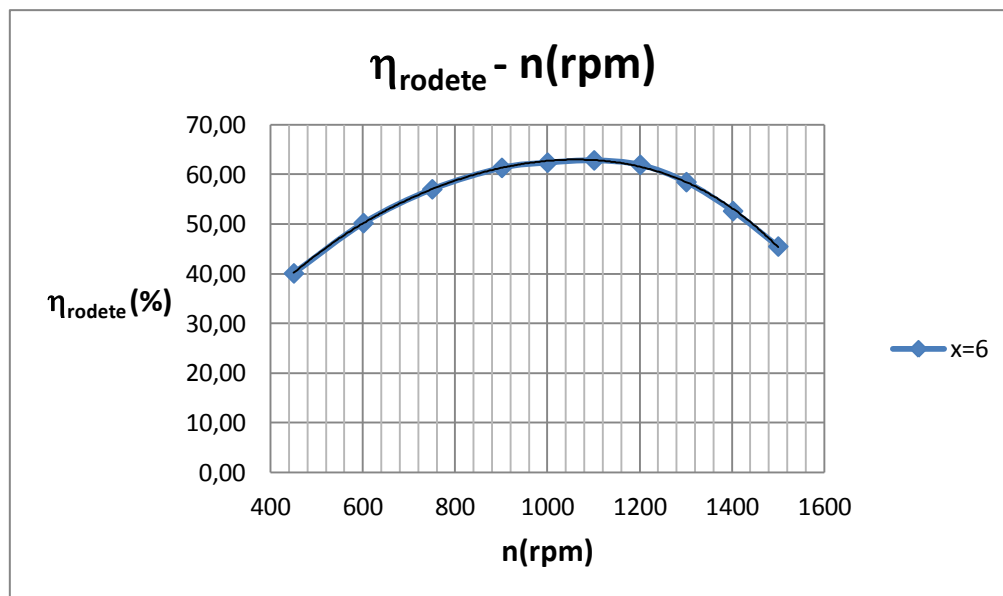


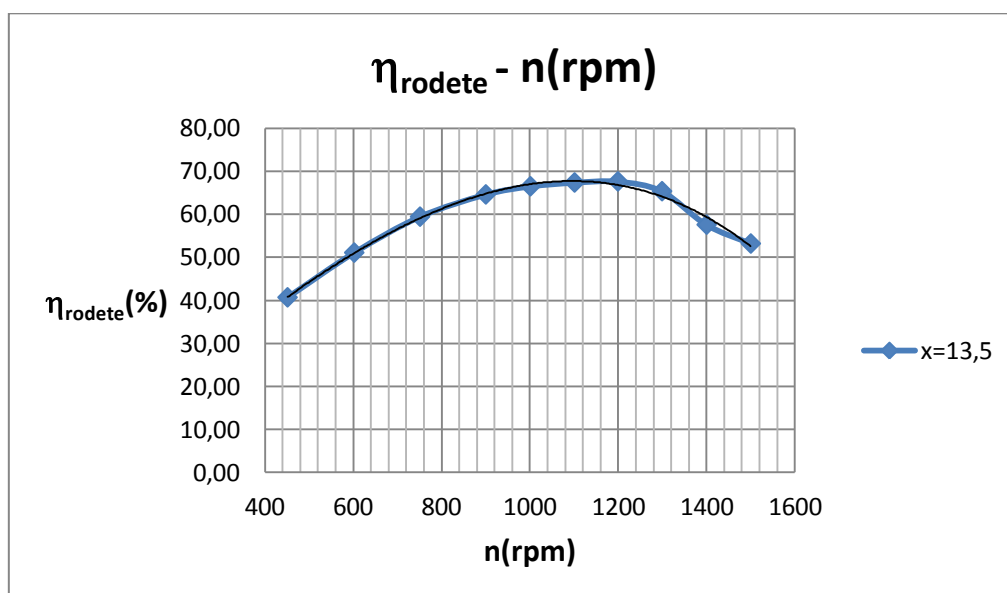
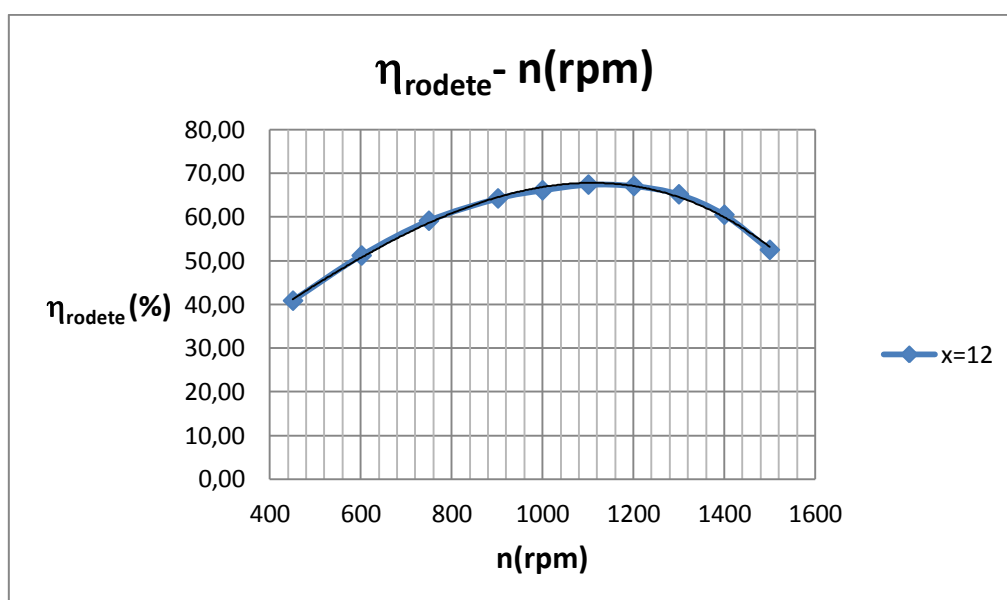
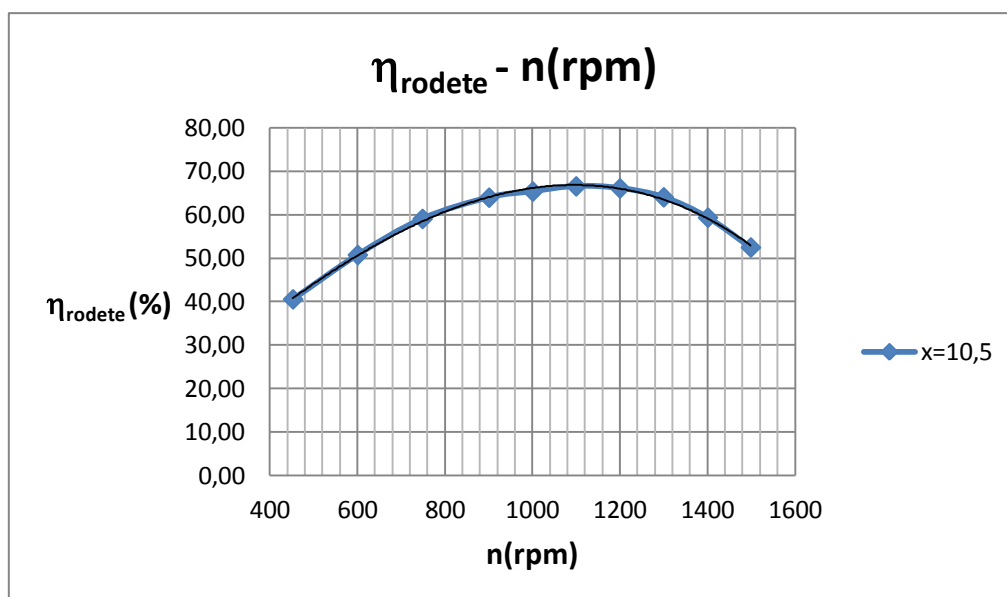
COLINA DE RENDIMIENTOS

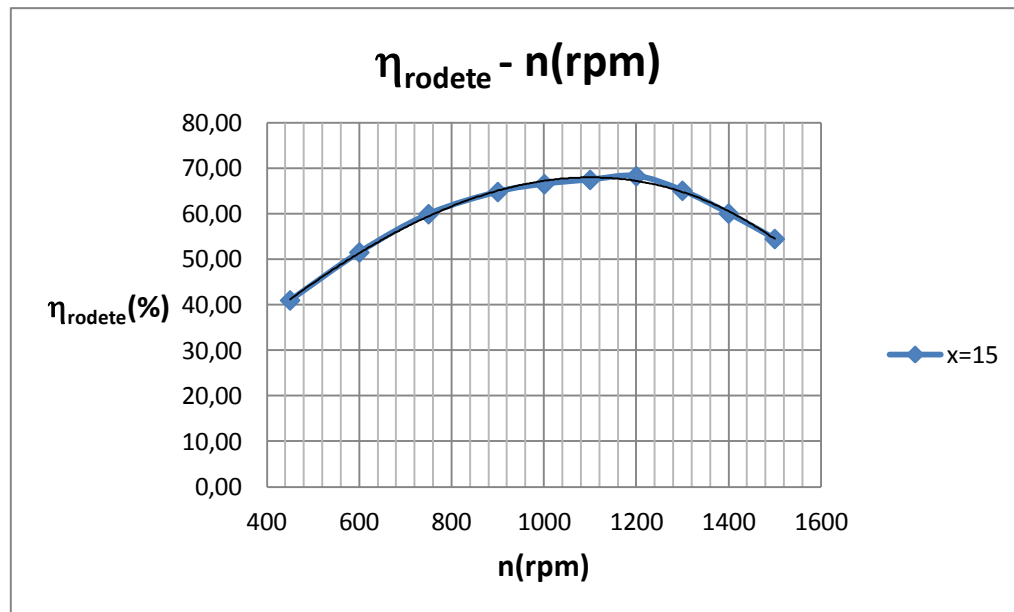


Igualmente se han obtenido las gráficas correspondientes al rendimiento del rodete, obteniéndose también la correspondiente colina de rendimientos.

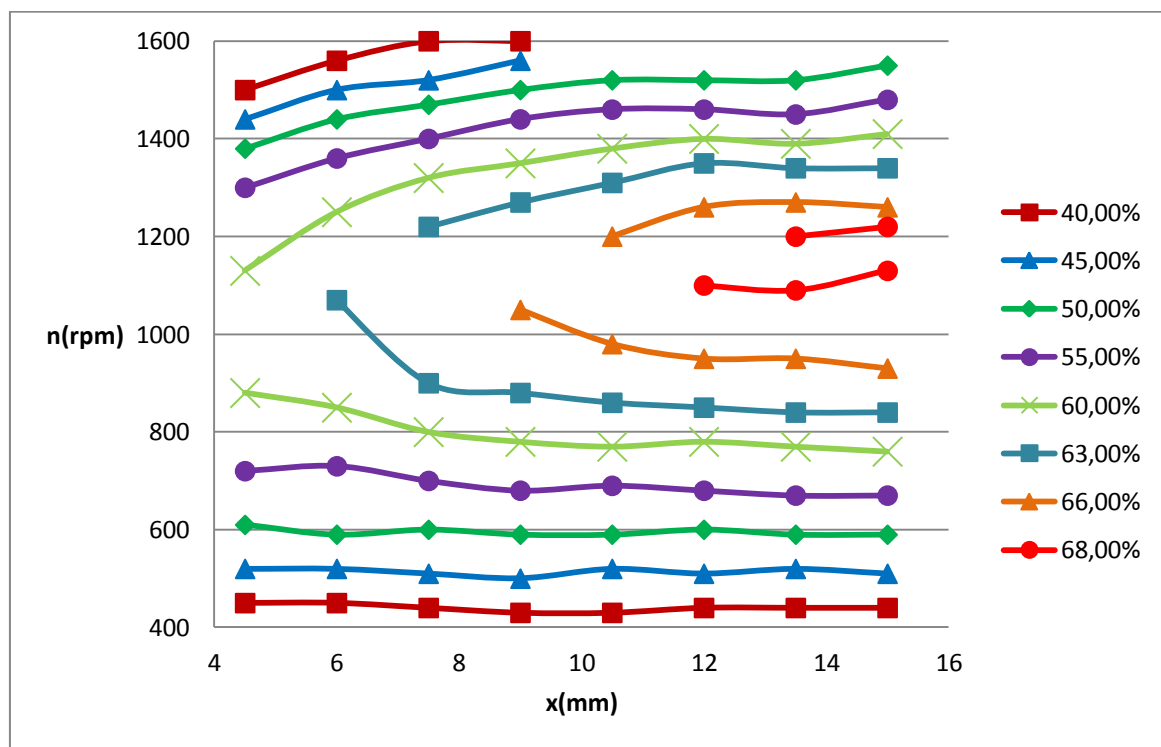








COLINA DE RENDIMIENTOS (RODETE)



De la colina de rendimientos, intentaremos apreciar dónde está el rendimiento máximo, para qué “caudal” (x ó Q) y para qué (n). Es decir, sería como las coordenadas de la cima de la montaña. Ese punto de máximo rendimiento lo tomaremos como el **punto de diseño** de la turbina.

Para el caso del rendimiento total, se observa en la colina de rendimientos que el punto de diseño de la turbina corresponde para $x=13,5\text{mm}$ y $n=1100\text{rpm}$. Para el caso del rodete no realizaremos los cálculos por desconocer el caudal de diseño.

Cálculo de n_s y ω_s :

En el punto de diseño:

n : 1100rpm
 x : 13,5mm
 H_{neta} : 18,6m
 P_{eje} : 626,84W=0,852CV

$$n_s = \frac{n(rpm) \cdot \sqrt{P_{eje}(CV)}}{H_{neta}^{\frac{5}{4}}} = \frac{1100 \cdot \sqrt{0,852}}{18,6^{\frac{5}{4}}} = 26,29$$

$$\omega_s = \frac{\omega \left(\frac{rad}{s} \right) \cdot \sqrt{\frac{P_{eje}}{\rho}}}{(g \cdot H_{neta})^{\frac{5}{4}}} = \frac{1100 \cdot \frac{2 \cdot \pi}{60} \cdot \sqrt{\frac{0,852}{1000}}}{(9,81 \cdot 18,6)^{\frac{5}{4}}} = 5,014 \cdot 10^{-3}$$

CONCLUSIONES

A la vista de los resultados obtenidos, se ha llegado a la conclusión de que el punto de diseño, para un salto de agua de 18,6 metros, es el correspondiente a una velocidad de rotación de la turbina de 1100 rpm y una abertura del inyector de 13,5 mm (9 vueltas del micrómetro), como se observa en la colina de rendimientos. En estas condiciones se consigue una potencia en el eje de 626,84W (0,852CV) y una velocidad específica de 26,29.

Por otra parte el rendimiento máximo, que se da en el punto de diseño, es del 64,3%. Este valor es inferior al que se suele obtener en este tipo de turbinas ($\approx 90\%$), debido principalmente a las reducidas dimensiones del equipo, lo que hace que aumenten las pérdidas.

En la colina de rendimientos se aprecia como al ir abriendo el inyector, el rendimiento máximo para cada una de sus posiciones, se encuentra desde 1000 rpm hasta 1100 rpm, aproximadamente. Además, tanto en esta gráfica como en las gráficas $\eta_{total}-n$, se ve que para cada posición del inyector (x) el rendimiento crece conforme se aumentan las revoluciones de la turbina, llega a un máximo, y luego decrece, llegando hasta cero cuando la turbina está embalada. El punto de embalamiento se produce a unas revoluciones cada vez mayores al ir abriendo el inyector.

De las gráficas obtenidas se ve claramente cómo al abrir el inyector, el caudal y el diámetro de la vena contracta (d_0) aumentan y la velocidad del chorro en la vena contracta (C_1) disminuye debido a que las pérdidas en el inyector aumentan.

El coeficiente de contracción va disminuyendo al aumentar el caudal, y en el punto de diseño tiene un valor de 0,833. Según Don Ariel R. Marchegiani, ingeniero de la Universidad Nacional del Comahue (Argentina), una buena tobera es aquella que produce una contracción de la vena tal que la relación de los diámetros de la vena (d_0) y

de la tobera (d_t) es: $d_0 > d_t \cdot 0,775$. Se va a comprobar que esta relación se cumple en nuestra turbina en el punto de diseño:

De la ecuación 10:

$$C_c = \frac{\frac{\pi \cdot d_0^2}{4}}{S_x} \quad (10)$$

Para $x=13,5\text{mm}$:

$$\begin{aligned} C_c: & 0,833 \\ S_x: & 345,9\text{mm}^2 \\ d_t: & 24\text{mm} \end{aligned}$$

Despejando d_0 y sustituyendo se tiene:

$$d_0 = \sqrt{\frac{C_c \cdot S_x \cdot 4}{\pi}} = 19,16\text{mm}$$

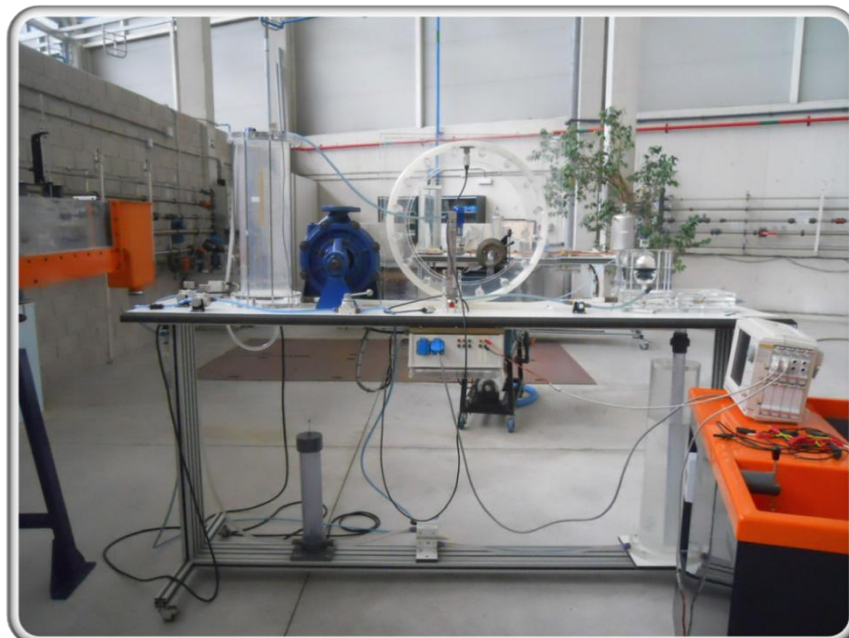
Y la relación de diámetros queda:

$$\frac{d_0}{d_t} = \frac{19,16}{24} = 0,798 > 0,775$$

Por lo que se puede concluir que es una buena tobera.

PRÁCTICA 3

Análisis de los resultados obtenidos en el *Ariete* *Hidráulico* con el osciloscopio



Práctica 3: ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS OBTENIDOS EN EL ARIETE HIDRÁULICO CON EL OSCILOSCOPIO

OBJETIVO

- Estudiar e interpretar las señales obtenidas en el osciloscopio de los dos sensores de presión colocados en el Ariete.
- Determinar la velocidad del frente de presiones y comparar el resultado obtenido con el teórico.
- Provoque un único golpe de Ariete y estudie lo que ocurre.

FUNDAMENTOS TEÓRICOS

ARIETE HIDRÁULICO

El ariete es una bomba cíclica de agua que funciona aprovechando la energía hidráulica, sin requerir ninguna otra energía externa. Mediante este sistema se consigue elevar parte del agua a una altura que puede llegar a ser 20 veces superior. En la **Figura 1** viene representado el esquema de funcionamiento de un ariete.

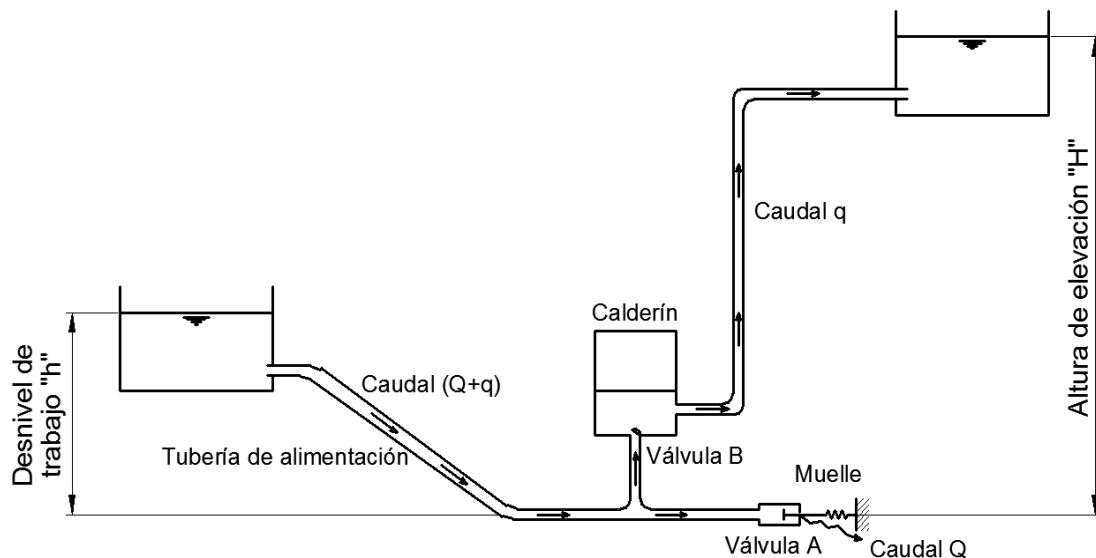


Figura 1: Esquema de un ariete hidráulico

El funcionamiento es el siguiente: el agua se acelera a lo largo de la tubería de alimentación hasta alcanzar un determinado caudal en el cual se cierra la válvula. Se puede cambiar este caudal simplemente regulando la tensión de la pletina o muelle. Como consecuencia de este cierre repentino de la válvula A, se crea una sobrepresión (golpe de ariete) ejercida por el agua que se encontraba en movimiento y es detenida repentinamente. Así se abre la válvula antirretorno B y pasa agua al calderín hasta que

se equilibran las presiones. Dentro del calderín hay aire comprimido con el fin de amortiguar la entrada de agua, de no ser así el agua entrante chocaría con una gran columna de agua que se encontraría en la tubería de elevación y el ariete no bombearía agua. Al equilibrarse las presiones se cierra la válvula B, se abre la válvula A y el ciclo se repite de nuevo. Del caudal que se extrae del depósito inicial, una parte Q se escapa por la válvula A, y otra parte q es la que se bombea.

Por razones de espacio y comodidad, en el ariete hidráulico disponible en el laboratorio la altura del depósito de alimentación “h” se simula regulando la presión del depósito y no se va a utilizar un depósito de elevación, sino que la diferencia de altura se simulará mediante una válvula de aguja, que proporciona una pérdida de presión, ya que la presión en el calderín será bastante mayor que en el depósito de alimentación. Tanto el agua del depósito de elevación como el que sale por el desagüe vuelven al depósito de alimentación formando un circuito cerrado.

GOLPE DE ARIETE

El golpe de ariete es un fenómeno que se produce en los conductos al cerrar o abrir una válvula, al poner en marcha o parar una máquina hidráulica, o también al disminuir bruscamente el caudal, y que se traduce en una variación de la presión interna en la tubería. Dicha variación de presión puede ser por debajo o por encima de la presión de trabajo. Se trata de un fenómeno transitorio y por tanto de régimen variable, en el que la tubería ya no es rígida y el líquido es compresible.

Pensemos que el cambio de caudal se produce por el cierre de una válvula en uno de sus extremos. Se va a suponer que el cierre es instantáneo, aunque en la práctica requiera un cierto tiempo. La información del cierre de la válvula se propagará a una velocidad finita “c” respecto a la tubería. Si la tubería fuera absolutamente rígida, “c” sería la velocidad del sonido en el líquido de que se trate, normalmente agua ($a \approx 1450 \text{ m/s}$). No obstante, como en la práctica siempre se trabajará con tuberías elásticas y el fluido no es absolutamente incompresible, la propagación del frente de presiones se realizará a una velocidad inferior a la del sonido: $c < a$.

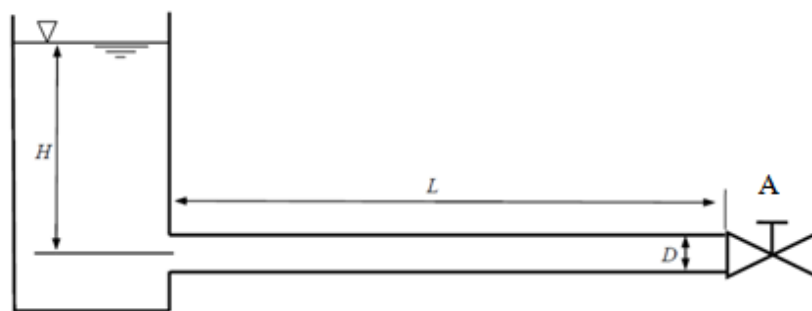


Figura 2: Cierre de válvula en una conducción

Al cerrar total e instantáneamente la válvula en A, la primera sección inmediatamente anterior a la válvula queda parada en seco; a continuación se para la segunda sección, comprimiendo a la primera, la tercera a la segunda, y así sucesivamente hasta llegar al otro extremo de la tubería. En definitiva, aparece en A un aumento de presión ΔP que como una onda se propaga aguas arriba a una velocidad c . Este aumento de presión se conoce como golpe de ariete y/o transitorio.

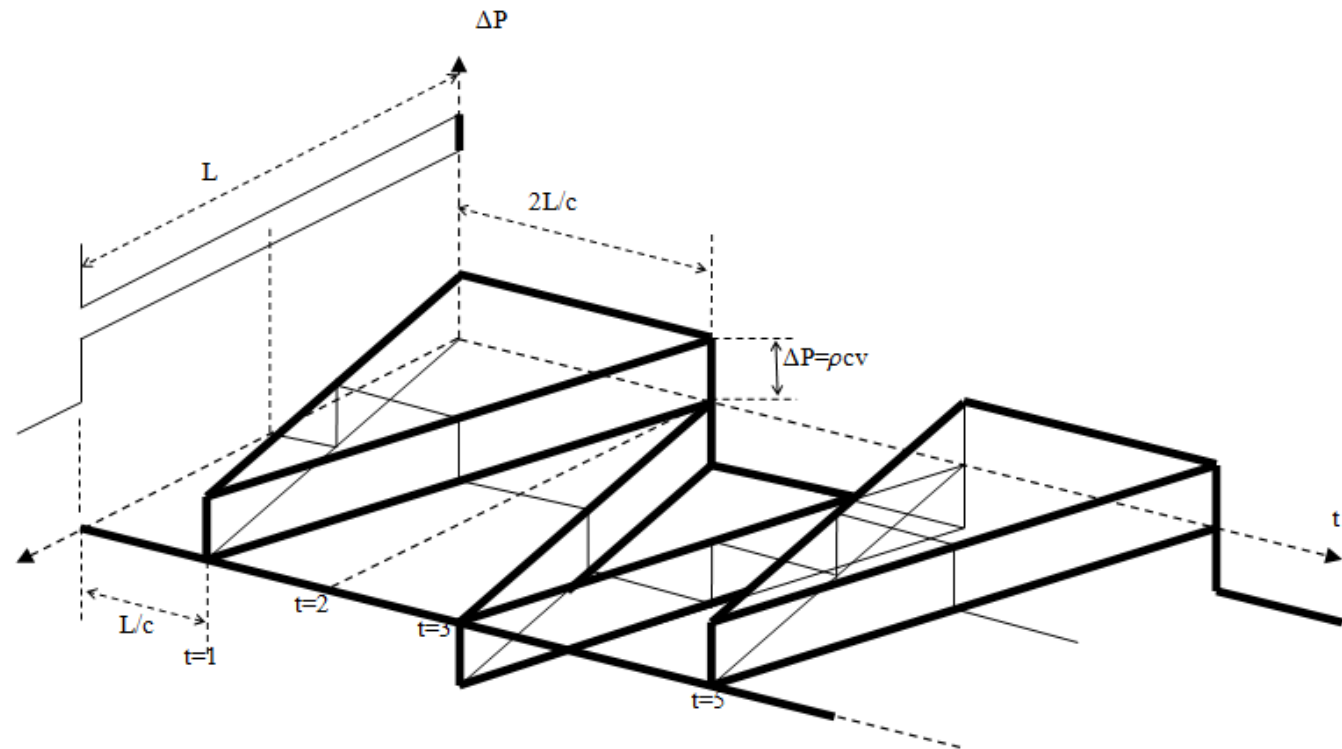
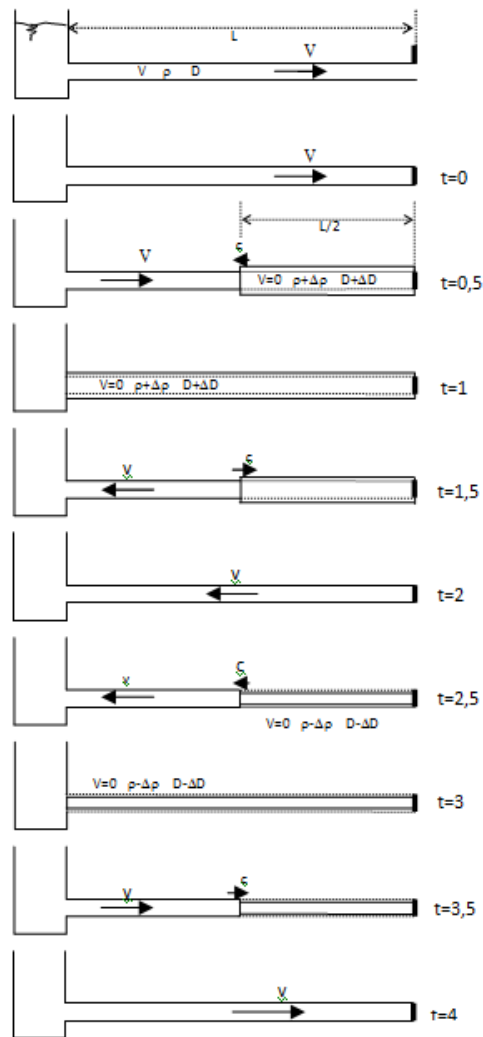


Figura 3: Seguimiento de la sobrepresión en un cierre total e instantáneo

En la **Figura 3** se puede ver la evolución del frente de presiones en un golpe de ariete producido por cierre de válvula instantáneo. En el plano horizontal el eje X representa la longitud de la tubería, sus distintas secciones, el eje Y el tiempo, y en el eje vertical la sobrepresión o depresión alcanzada.

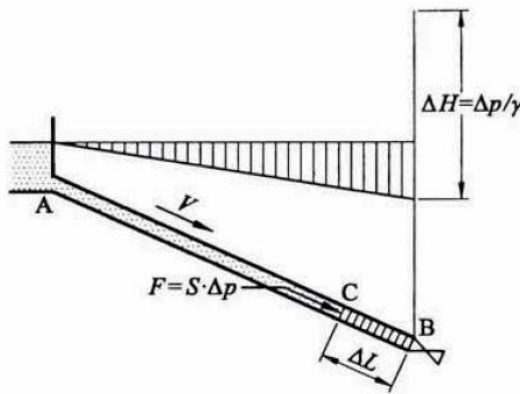
DESARROLLO TEÓRICO

CIERRE RÁPIDO O INSTANTÁNEO. SOBREPRESIÓN DE ALLIEVI

La frecuencia de golpeteo del Ariete Hidráulico disponible en el laboratorio de Mecánica de Fluidos de la UPNA varía de 2 a casi 4 golpes por segundo, por tanto, por simplicidad, supondremos que el cierre es rápido. Dicha variación en la frecuencia del golpeteo se produce variando la tensión del muelle. Así, la sobrepresión alcanzada es la misma que en el caso instantáneo, que viene dada por la fórmula de Allievi.

En la **Figura 4**, al anularse el caudal en B aparece un aumento de presión Δp , que actuando sobre la sección transversal S del flujo va comprimiendo a éste, sección a sección, con la fuerza:

$$F = S \cdot \Delta P \quad (1)$$



El impulso ($F \cdot t$) de dicha fuerza, durante el tiempo $t = \Delta L / c$, que tarda el fluido del trozo de tubería ΔL en pararse, ha de ser igual a la variación de la cantidad de movimiento ($m \cdot \Delta v$) que ha sufrido la masa de dicho trozo,

$$m = \rho \cdot S \cdot \Delta L \quad (2)$$

Figura 4: Cierre instantáneo en B

Al pasar de una velocidad v a otra v' menor.

$$F \cdot t = m \cdot \Delta v; \quad S \cdot \Delta P \cdot \frac{\Delta L}{c} = \rho \cdot S \cdot \Delta L \cdot \Delta v \quad \begin{cases} \Delta v = v - v' & (\text{cierre parcial}) \\ \Delta v = v & (\text{cierre total}) \end{cases}$$

Como se ha supuesto cierre total ($\Delta v = v$), la fórmula de la sobrepresión queda:

$$\Delta P = \rho \cdot c \cdot v \quad \text{ó} \quad \Delta H = \frac{c \cdot v}{g} \quad (3)$$

Fórmula desarrollada por Allievi que da el máximo golpe de ariete que puede presentarse.

DETERMINACIÓN DE LA VELOCIDAD DE PROPAGACIÓN DEL FRENTE DE PRESIONES

Considérese un volumen de control fijo respecto a una tubería, como se indica en la **Figura 5**. Supóngase que la tubería es elástica y que el fluido es compresible.

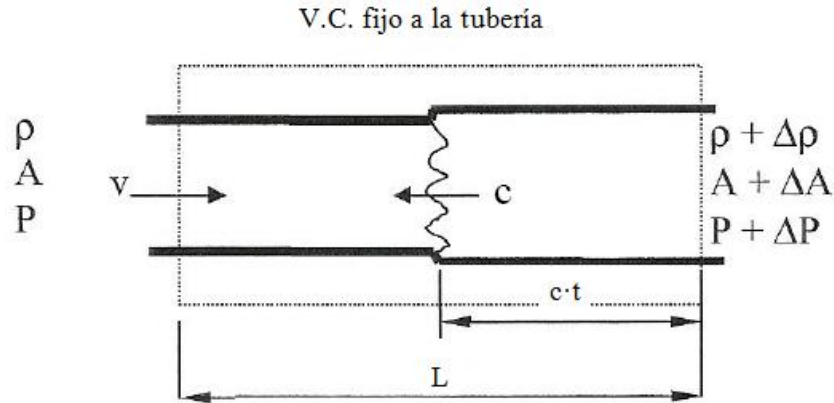


Figura 5: Volumen de control

El agua entra al volumen de control con una velocidad v , una densidad ρ , una presión P y la tubería, hasta donde en ese instante se encuentre el frente de presiones, tiene una sección A .

Del volumen de control no sale caudal alguno. Por ello, el flujo másico que entra al volumen de control queda almacenado dentro de él por dos motivos: la dilatación de la tubería y la compresión del líquido.

El frente de presiones avanza por la tubería a una velocidad c . Si se aplica la ecuación de continuidad al volumen de control de la **Figura 5**:

$$0 = \frac{\partial}{\partial t} \int_{V.C.} \rho \cdot dV + \int_{S.C.} \rho \cdot \vec{v} \cdot d\vec{A} \quad (4)$$

El aumento del flujo másico dentro del volumen de control es igual al flujo másico que entra. Teniendo en cuenta que el caudal entrante es negativo, el signo menos lo da el producto escalar $(\vec{v} \cdot d\vec{A})$. Integrando la ec. 4 tenemos:

$$0 = \frac{\partial}{\partial t} [(L - c \cdot t) \cdot A \cdot \rho + c \cdot t \cdot (A + \Delta A)(\rho + \Delta \rho)] - v \cdot A \cdot \rho \quad (5)$$

$$0 = -c \cdot A \cdot \rho + c(A + \Delta A)(\rho + \Delta \rho) - v \cdot A \cdot \rho \quad (6)$$

Despreciando infinitésimos de orden superior de la Ec.6:

$$0 = c(A \cdot \Delta \rho + \rho \cdot \Delta A) - v \cdot A \cdot \rho \quad (7)$$

Finalmente:

$$\frac{\Delta \rho}{\rho} + \frac{\Delta A}{A} = \frac{v}{c} \quad (8)$$

Relación que nos da idea de lo grande que es “c” respecto de “v”. El aumento unitario (relativo) de la densidad se expresa por el “módulo de compresibilidad del líquido”.

$$K_{agua} = -V \cdot \frac{\Delta P}{\Delta V} = \rho \cdot \frac{\Delta P}{\Delta \rho} \quad (9)$$

El aumento unitario del diámetro de la tubería viene expresado por el “módulo de Young” del material del que esté fabricado.

$$E_{tubería} = D \cdot \frac{\sigma}{\Delta D} \quad (10)$$

El aumento unitario de la sección de la tubería se aproxima mediante la ec. 11.

$$\frac{\Delta A}{A} \approx 2 \cdot \frac{\Delta D}{D} \quad (11)$$

Sustituyendo en la ecuación (8) la (9), (10) y (11) se obtiene:

$$\frac{\Delta P}{K} + \frac{2\sigma}{E} = \frac{v}{c} \quad (12)$$

El sobreesfuerzo a tracción (σ), por unidad de superficie, que soporta la pared de la tubería se puede deducir del equilibrio de fuerzas en una longitud L de tubería, de espesor e según la **Figura 6**:

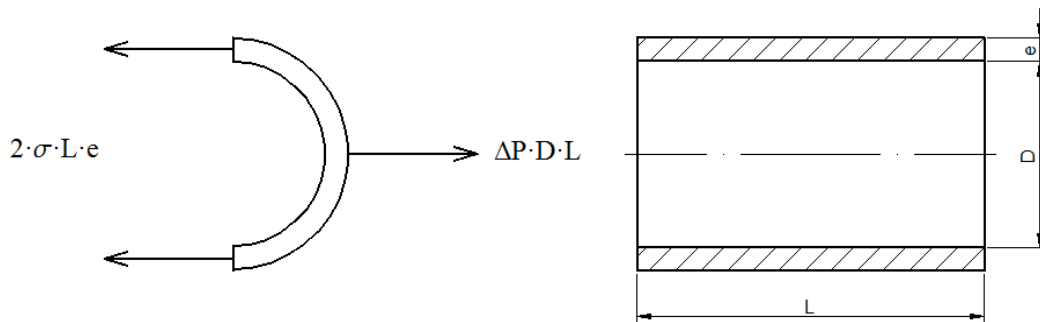


Figura 6: Equilibrio de fuerzas

Introduciendo esta expresión para la tensión (σ) en la ecuación (11), y teniendo en cuenta que el ΔP es la sobrepresión de Allievi ($\Delta P = \rho \cdot c \cdot v$), se obtiene la fórmula de *Joukowski* para el cálculo de la velocidad de propagación del frente de presiones:

$$c = \frac{\sqrt{\frac{K}{\rho}}}{\sqrt{1 + \frac{K \cdot D}{E \cdot e}}} \quad (13)$$

Siendo:

- K: Módulo de compresibilidad del agua, a temp. normales $K \cong 2,1 \cdot 10^9 \text{ N/m}^2$
- ρ : Densidad del agua $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$
- E: Módulo de elasticidad longitudinal de la tubería o módulo de Young
- D: Diámetro interior tubería
- e: Espesor tubería

En el caso de una tubería infinitamente rígida ($E = \infty$), la velocidad de propagación “c” coincide con la velocidad del sonido en el agua:

$$c = \sqrt{\frac{K}{\rho}} = \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^9}{1000}} = 1450 \text{ m/s} \quad (14)$$

Se entiende que la deformabilidad de la tubería hace disminuir la velocidad del frente de presiones, será tanto más pequeña cuanto más deformable sea, cuanto más se dilate con el incremento de presión; variando desde aproximadamente 300m/s para una tubería de polietileno (muy deformable), hasta 1300m/s en una tubería rígida, por ejemplo, de acero.

La tubería de alimentación del Ariete es un polietileno de alta densidad de las siguientes características:

- E: $800-900 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$
- D: 16mm
- e: 1,9mm

DESCRIPCIÓN GENERAL Y FUNCIONAMIENTO DE LA MÁQUINA

Inicialmente se introduce aire a presión al calderín (7). La presión se determinará variando el regulador de la bomba (17). Para que el aire que pasa por el regulador llegue al calderín habrá que colocar la válvula de tres vías (14) en la posición adecuada, sino estará enviando el aire hacia la bomba.

Con ayuda del regulador de alimentación (18), se va a dar presión de aire al depósito de alimentación (1) con lo que el agua presente en éste va a fluir a través de la tubería de alimentación (5) hacia el ariete hidráulico (8). Al estar el agua inicialmente parada, éste va a sufrir una aceleración. La válvula A del ariete hidráulico se encuentra oprimida mediante un muelle, que la obliga a mantenerse abierta. Cuando la velocidad del agua es lo suficientemente alta como para producir una fuerza contra la cabeza de la válvula capaz de desplazar al muelle, la válvula A empezará a cerrarse. La primera vez que pongamos la máquina en marcha tendremos aire en la tubería de alimentación. Para eliminar el aire debemos presionar manualmente el fin de carrera de la válvula A contra el regulador de carrera de manera que eliminemos dicho aire y el agua fluya por el circuito de alimentación. Una vez eliminado todo el aire del circuito se deja de presionar el fin de carrera y el Ariete se pone en marcha.

Antes de cerrarse la válvula A había una masa de agua en movimiento, y al cerrarse ésta, la energía cinética que llevaba el agua se transforma en una sobrepresión. Como consecuencia de éste aumento de presión, se va a abrir la válvula B o válvula anti retorno, y va a fluir agua hacia el calderín.

La sobrepresión dura cierto intervalo de tiempo hasta que el agua pierde energía y se frena. Al ser una válvula anti retorno, cuando el agua tiende a volver hacia la tubería la válvula B se cierra automáticamente. Cuando esto ocurre, se produce una depresión en la tubería de alimentación que ayuda a abrir la válvula A, iniciándose de nuevo el ciclo.

El agua pasa a golpes de ariete al calderín, pero sale de éste con continuidad por la tubería de elevación, gracias a la cámara de aire del calderín, que amortigua el golpe del agua. Sin la cámara de aire, la máquina no sería posible, ya que el agua entrante chocaría con una gran columna de agua que se encontraría en la tubería de elevación y no lograría penetrar, con lo que el ariete no bombearía.

El agua que se escapa por la válvula A cuando ésta se encuentra abierta finaliza en el depósito de desagüe (10) mediante una tubería de PVC de 50 mm de diámetro. De éste depósito mediante una toma de agua sale la tubería de realimentación (19). El agua que circula por esa tubería es impulsada mediante una bomba de membrana (12) hacia el depósito de alimentación (1). El caudal que circula por esa tubería es medido mediante un flujostato de vórtices de Karman (20). La regulación de este caudal se realiza mediante el regulador de la bomba (17). Con este regulador, se varía la presión del aire de alimentación con lo que se consigue que varíe la curva de la bomba. Para que el aire que pase por el regulador llegue a la bomba, la válvula de tres vías (15) debe estar colocada en la posición adecuada, si no, se estaría introduciendo aire al calderín.

Como consecuencia de la presión interior del calderín y de la vejiga de caucho, el agua que se encuentra entre éste y la válvula B va a estar también a presión. En éste

punto habrá una toma de agua que desemboca en la tubería de elevación. Para simular la diferencia de altura, se colocarán dos válvulas de aguja: una en la tubería (14) y otra en el rotámetro (4) que va a medir el caudal de elevación. La presión del interior del calderín se ajustará automáticamente deformando la vejiga de caucho para compensar la pérdida de carga que se produzca en las dos válvulas. Por último, este caudal desembocará en el depósito de alimentación.

El aire comprimido se tomará directamente de la instalación existente en el laboratorio, y de allí desembocará en un filtro de 5 μ . De allí sobresaldrá una T que por un lado desembocará en el regulador de alimentación y por otro en el regulador de la bomba. El regulador de alimentación conecta directamente con el depósito de alimentación. El regulador de la bomba conecta con una válvula de tres posiciones. Una posición comunica la entrada de aire con el calderín, otra con la bomba y hay una tercera que desconecta las tres tomas.

Tanto el caudalímetro de vortex como los presostatos necesitan una alimentación de 24 V de corriente continua. Para ello se ha colocado una pequeña caja eléctrica (22) en uno de los costados de la estructura de la que sale una toma a uno de los paneles eléctricos de los equipos colocados en el laboratorio, y una para cada elemento.

De la mitad de la tubería de alimentación y de la bifurcación en el ariete entre la válvula A y la válvula B se encuentran dos sensores de presión. Éstos están conectados a una fuente de alimentación. La señal de ambos sensores se puede medir con la ayuda de un osciloscopio.

Por último, cuando se deje de utilizar el aparato, se deberá desconectar inicialmente la toma eléctrica. Después se dejará de suministrar presión a la bomba colocando la válvula de tres vías en posición central. Acto seguido se desconectará la toma general de presión cuando se haya vaciado completamente el depósito de alimentación y el ariete en la zona de la válvula A. Para finalizar, se despresurizará el calderín. En la **Figura 7** está representado el Ariete Hidráulico con las diferentes partes que lo componen. En la **Figura 8** está dibujado el detalle Z.

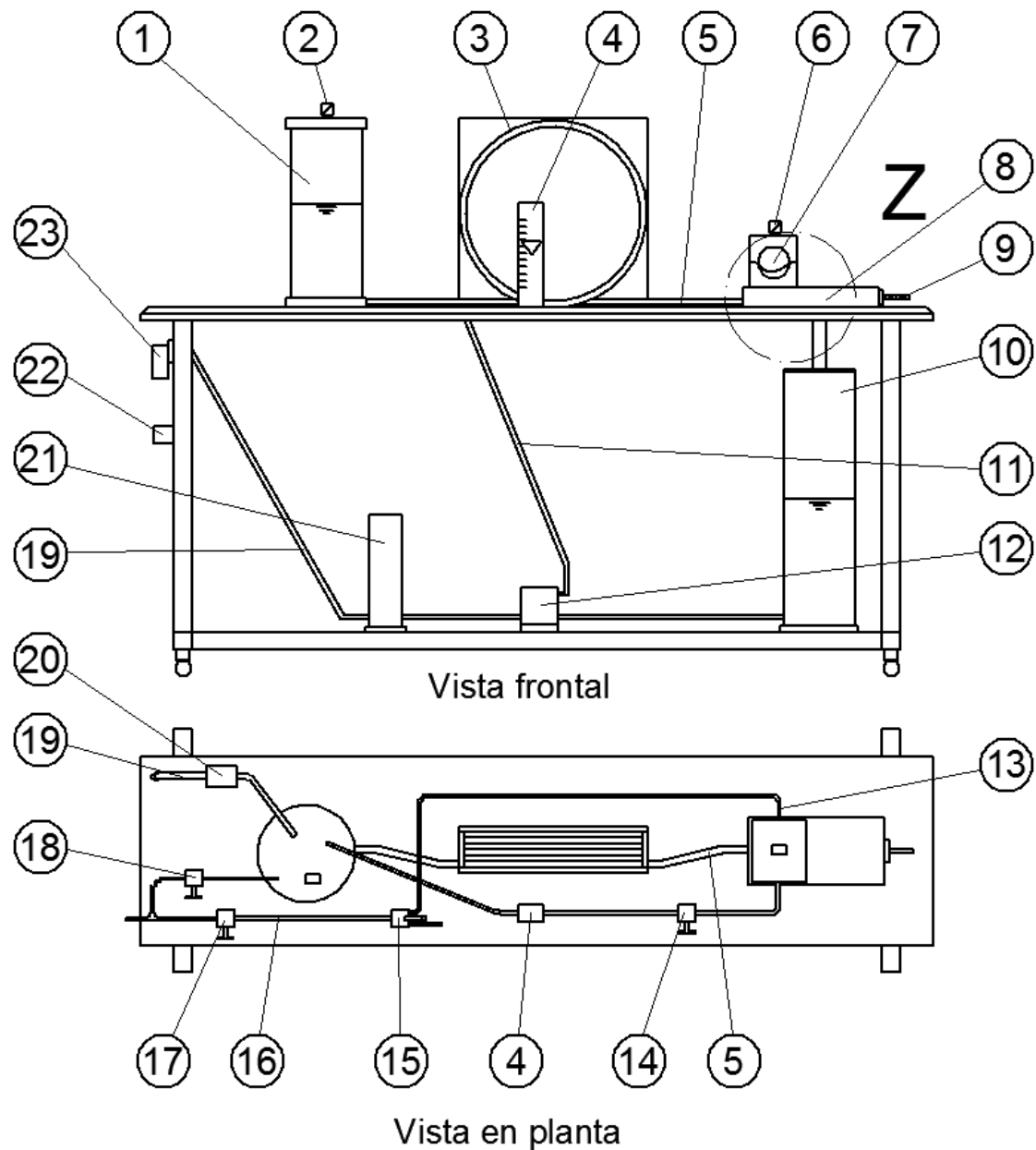


Figura 7: Plano conjunto

- | | |
|---------------------------------|---|
| 1) Depósito de alimentación | 13) Tubería de regulación de aire en el calderín |
| 2) Manómetro de la alimentación | 14) Válvula de aguja |
| 3) Bobina | 15) Válvula de 3 vías |
| 4) Rotámetro | 16) Tubería de aire comprimido |
| 5) Tubería de alimentación | 17) Regulador de presión de bomba y calderín |
| 6) Manómetro del calderín | 18) Regulador de presión del depósito de alimentación |
| 7) Calderín | 19) Tubería de realimentación |
| 8) Ariete | 20) Caudalímetro |
| 9) Micrómetro | 21) Amortiguador |
| 10) Depósito de desagüe | 22) Caja eléctrica |
| 11) Tubería de aire de la bomba | 23) Filtro de aire |
| 12) Bomba de realimentación | |

Detalle Z

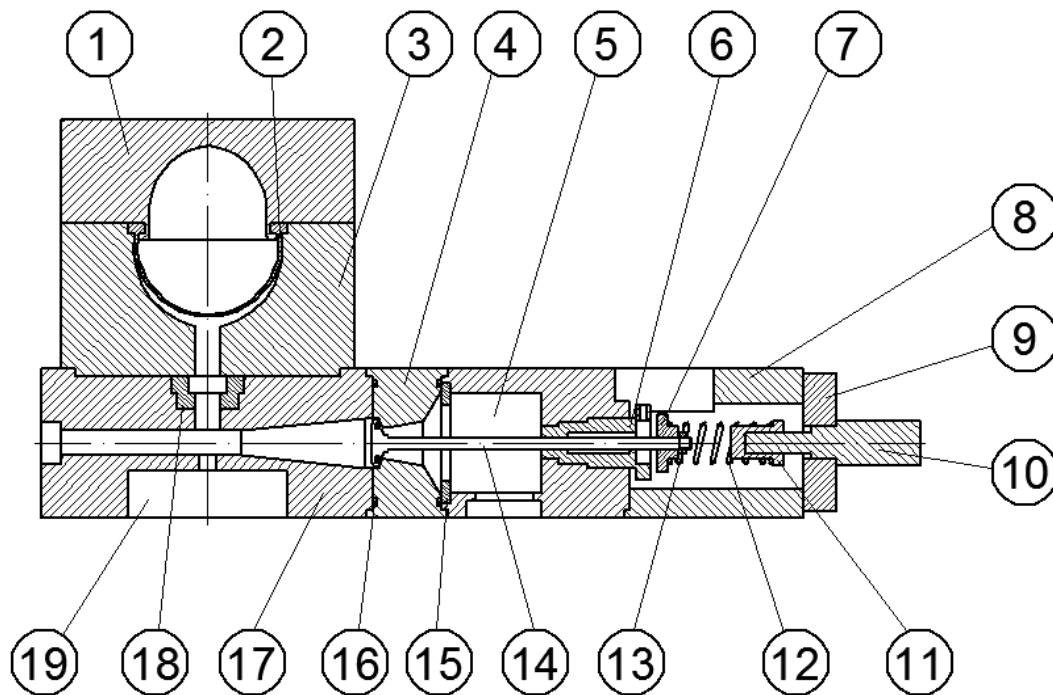


Figura 8: *Detalle Ariete Hidráulico*

- | | |
|------------------------------------|-----------------------------------|
| 1) Tapa superior calderín | 11) Apoyo del muelle |
| 2) Vejiga | 12) Muelle |
| 3) Tapa inferior calderín | 13) Tope del fin de carrera |
| 4) Soporte de válvula A | 14) Eje de válvula A |
| 5) Desagüe | 15) Apoyo del eje válvula A |
| 6) Regulador de carrera | 16) Junta tórica |
| 7) Fin de carrera de válvula A | 17) Caja de ariete |
| 8) Carcasa de regulador de cierre | 18) Válvula B (anti retorno) |
| 9) Sujeción de regulador de cierre | 19) Alojamiento sensor de presión |
| 10) Micrómetro | |

PUESTA EN MARCHA DEL EQUIPO

A continuación se explican los pasos necesarios para poner en funcionamiento la máquina del Ariete hidráulico:

1. Hay que cerciorarse de que todas las conexiones se encuentran bien realizadas y todos los elementos están en su sitio.
2. Se debe conectar el equipo a la toma de corriente y al circuito de aire comprimido del laboratorio.
3. Rellenar el depósito de desagüe (10) de la **Figura 7** de agua hasta que este prácticamente lleno.
4. A continuación dé presión al calderín (7) de la **Figura 7**, para ello coloque la válvula de 3 vías (14) como en la **Figura 9** y regule la presión con el regulador de presión (2) de la **Figura 10**.



Figura 9: *Válvula de 3 vías*

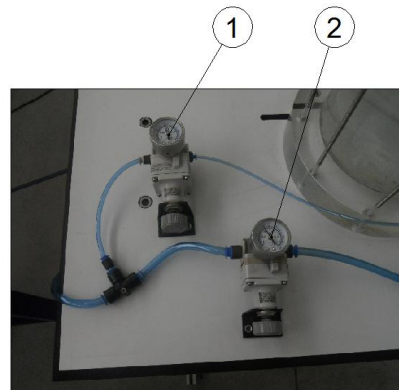


Figura 10: *Reguladores de presión*

5. Una vez presurizado el calderín dé presión al depósito de alimentación (1) de la **Figura 7**, para ello utilice el regulador de presión (1) de la **Figura 10**. Con dicho regulador simularemos el desnivel de trabajo h . Recuerde que dicha altura será la suma de la presión en el depósito de alimentación mas la altura de columna de agua.
6. Ponga en funcionamiento la bomba (12) de la **Figura 7** para llenar el depósito de alimentación, para ello coloque la válvula de 3 vías (15) según aparece en la **Figura 11** y regule la presión de la bomba con el regulador de presión (2) de la **Figura 10**.



Figura 11: *Válvula de 3 vías*

7. Coloque el regulador de carrera (1) que aparece en la **Figura 12** en su posición más extrema hacia la izquierda, para ello introduzca la varilla de metal (2) en los agujeros y haga girar el regulador hasta que llegue a su tope. Esta será la posición de referencia del regulador de carrera.

8. Antes de poner el equipo en funcionamiento se debe eliminar el aire que pueda haber en la tubería de alimentación (5) de la **Figura 7**. Para ello mantenga pulsado el fin de carrera de la válvula A (3) contra el regulador de carrera (1) de la **Figura 12** de esta manera se elimina el aire que pudiera haber en dicha tubería y se consigue poner en funcionamiento el ariete.

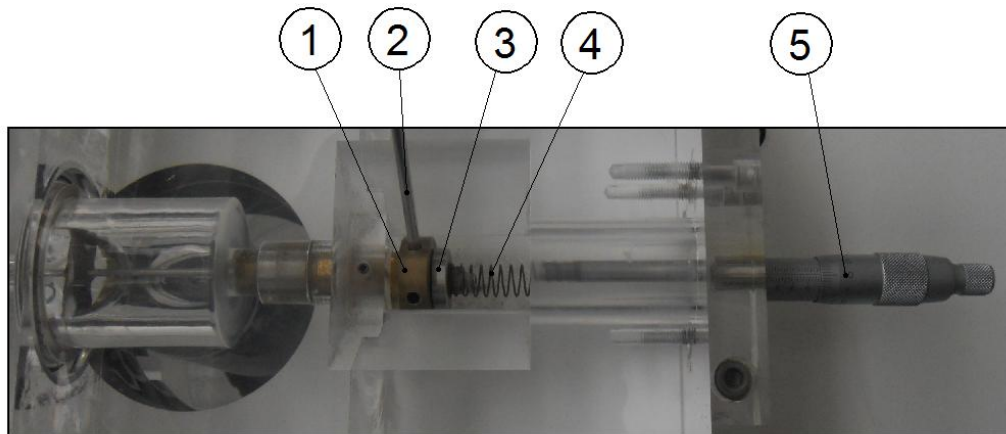


Figura 12: *Detalle ariete*

REALIZACIÓN DE LA PRÁCTICA

En esta práctica se deben realizar dos experimentos diferentes, a continuación se explica cómo se debe proceder para su realización:

1. En este primer apartado debe interpretar las señales obtenidas de los dos sensores de presión utilizando el osciloscopio. Para obtener una señal similar a la de la **Figura 13** en la que se pueda apreciar claramente ambas señales, haga lo siguiente:

- Antes de poner en funcionamiento el Ariete coloque el regulador de carrera (2) de la **Figura 12** en su posición más extrema hacia la izquierda. Dé tensión al muelle (4) con el micrómetro (5) de la **Figura 12**. De esta forma el golpe de ariete producido es más “fuerte” y, por tanto, la señal obtenida se puede apreciar mejor.

- Mantenga tanto la válvula de aguja como la válvula del rotámetro abiertas.

- Encienda el osciloscopio y ajústelo de manera que se observen bien las dos señales tal y como se explica en el Anexo I de este mismo documento.

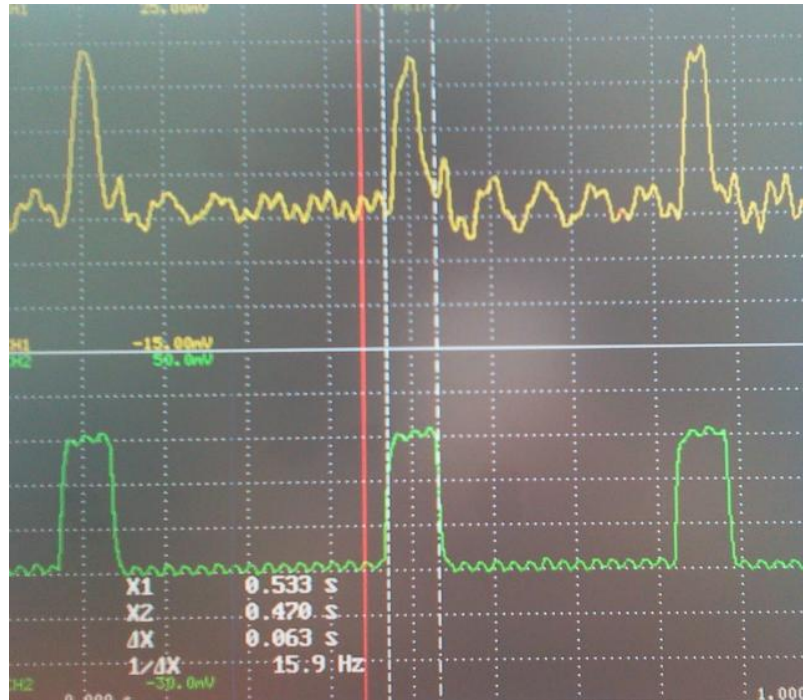


Figura 13: Detalle señal I

Para determinar la velocidad del frente de presiones debe medir el tiempo que dura la sobrepresión del sensor colocado debajo del ariete, señal verde, tal y como aparece en la **Figura 13**. Como cualquier aparato de medida, el osciloscopio comete un error, por tanto, se realizarán varias mediciones y se calculará la media aritmética. Conocido el tiempo medio que dura la sobrepresión y la longitud que recorre el frente de presiones se calcula la velocidad “c” de propagación con la ec.15

$$c = \frac{\text{Espacio recorrido frente de presiones}}{t_{\text{medio}}} = \frac{2 \cdot L}{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n t_i} \quad (15)$$

Siendo $2 \cdot L$ dos veces la longitud de la tubería de alimentación, t_i el tiempo que dura la sobrepresión de cada medición y n el número de mediciones. Por último compare el resultado obtenido con el valor teórico calculado con la ec.13. La longitud de la tubería de alimentación es **L=11,08m**.

Para cada medición que se realice detenga la señal con el botón **START/STOP** del osciloscopio y utilice la opción **CURSOR** para tomar la medida como se explica en el manual de uso del osciloscopio.

2. En el segundo apartado se trata de observar el amortiguamiento de la onda de presión producida por un único golpe de ariete, ya que al estar el ariete en funcionamiento las válvulas se abren y cierran continuamente y no es posible observarlo. Para la correcta visualización del fenómeno se debe proceder de la siguiente manera:

- El equipo debe estar funcionando en las condiciones descritas en el apartado 1, que son aquellas que producen el máximo golpe de ariete.

- Cierre la válvula de aguja y la del rotámetro para que el golpe sea más fuerte y se observe mejor la señal.
- Es recomendable que la escala de tiempo en el osciloscopio esté en 200ms/div.
- A continuación se debe producir **un único golpe de ariete**. Para ello la válvula A debe permanecer cerrada, así se observará el amortiguamiento del frente de presiones debido al vaivén del agua y del rozamiento de éste con la tubería. Para producir un único golpe de ariete presione el fin de carrera (3) con el regulador de carrera (1) de la **Figura 12**. Puede hacerlo manualmente o introduciendo un destornillador entre el fin de carrera y el regulador de carrera. A continuación se debe observar en el osciloscopio una señal similar a la de la **Figura 14**. Detenga la señal del osciloscopio con el botón **START/STOP**.

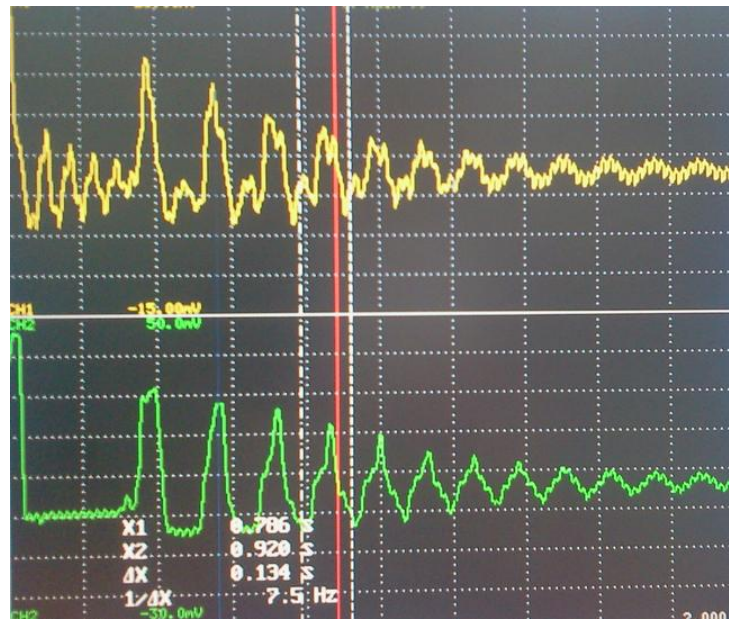


Figura 14: Amortiguamiento frente de presiones

Por último comente los resultados obtenidos.

ANEXO I

MANUAL DE USO DEL OSCILOSCOPIO

Introducción

Un osciloscopio es un instrumento de medición electrónico para la representación de señales eléctricas que pueden variar en el tiempo. Presenta los valores de las señales eléctricas en forma de coordenadas en una pantalla, en la que normalmente el eje X (horizontal) representa tiempos y el eje Y (vertical) representa tensiones. Tiene un gran número de utilidades, por ejemplo:

- Determinar directamente el periodo y el voltaje de una señal.
- Determinar indirectamente la frecuencia de una señal.
- Determinar que parte de la señal es DC y cual AC.
- Localizar averías en un circuito.
- Medir la fase entre dos señales.

Los osciloscopios son de los instrumentos más versátiles que existen y lo utilizan desde técnicos de reparación de televisores a médicos. Un osciloscopio puede medir un gran número de fenómenos, provisto del transductor adecuado (un elemento que convierte una magnitud física en señal eléctrica) será capaz de darnos el valor de una presión, ritmo cardiaco, potencia de sonido, nivel de vibraciones en un coche, etc.

Los osciloscopios pueden ser analógicos o digitales. Los primeros trabajan directamente con la señal aplicada, ésta una vez amplificada desvía el haz de electrones en sentido vertical proporcionalmente a su valor. En contraste los osciloscopios digitales utilizan previamente un conversor analógico-digital (A/D) para almacenar digitalmente la señal de la entrada, reconstruyendo posteriormente esta información en la pantalla.

Ambos tipos tienen sus ventajas e inconvenientes. Los analógicos son preferibles cuando es prioritario visualizar variaciones rápidas de la señal de entrada en tiempo real. Los osciloscopios digitales se utilizan cuando se desea visualizar y estudiar eventos no repetitivos (picos de tensión que se producen aleatoriamente)

El que hay en el laboratorio es un osciloscopio digital de la marca YOKOGAWA y el modelo es el DL 708E.

Puesta en funcionamiento

Para poner el osciloscopio en funcionamiento se deben seguir los siguientes pasos:

- 1) Enchufe el osciloscopio a la corriente, para ello conecte el enchufe en cualquiera de las dos salidas que dispone el cuadro eléctrico del ariete de la **Figura 15**.



Figura 15: Cuadro eléctrico



Figura 16: Cableado

- 2) A continuación conecte el osciloscopio a los dos sensores de presión que posee el ariete, uno en la mitad de la tubería de alimentación y otro en el extremo de la misma tubería, como se aprecia en la **Figura 15**. Para ello conecte los cables de la **Figura 16** a dos de los canales que tiene el aparato en el lateral derecho y al cuadro eléctrico.
- 3) Seguidamente pulse el botón **ON** del lateral izquierdo del osciloscopio.
- 4) Por último presione el botón **START/STOP** de la **Figura 17** y la señal aparecerá en la pantalla.

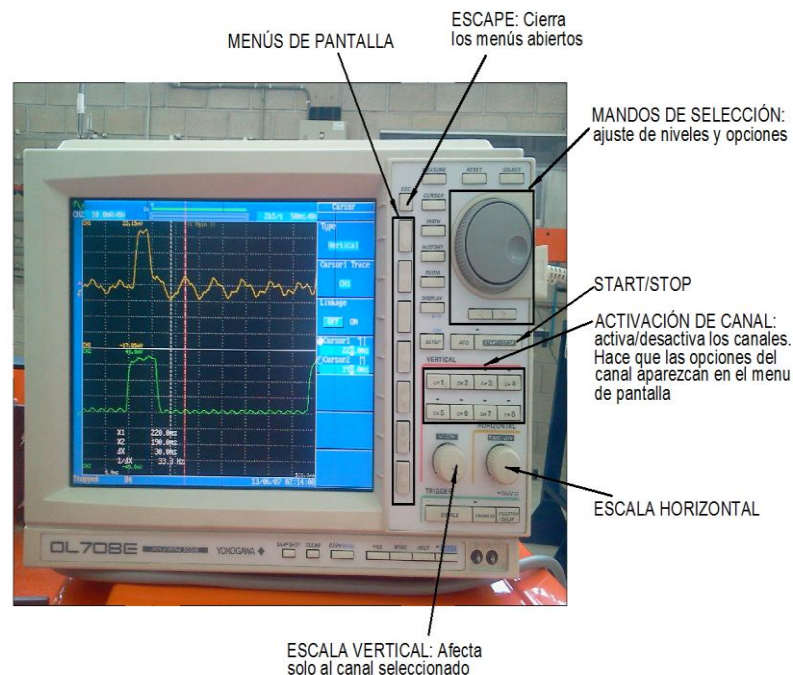


Figura 17: Controles y menús básicos

Visualización de la señal y forma de medir

El osciloscopio nos muestra las señales que le indiquemos, puede mostrarnos hasta 8 señales a la vez. Para ver las señales objeto de estudio pulse los botones de activación de canal de la **Figura 17** de modo que se enciendan las luces verdes que hay encima de ellos, estas luces nos indican los canales que aparecen en pantalla. En nuestro caso deben aparecer las señales de los canales 1 y 2, por tanto pulse **CH1** y **CH2**.

A continuación pulse el botón **DISPLAY**, vaya al menú **Main Format** y seleccione la forma en que quiera ver las señales, en nuestro caso nos interesa ver las dos señales por separado en la pantalla, por tanto pulse **Dual**. Si quisiera ver las dos señales superpuestas debería presionar **Single**.

Ahora trataremos de ver las señales de manera óptima, para ello lo primero que hay que hacer es seleccionar el canal, pulse para ello **CH1** o **CH2**. El canal con el que se está operando aparece en la esquina superior izquierda en la pantalla de la **Figura 17**. Para variar la escala de la señal jugaremos con las dos ruletas que tenemos en la esquina inferior derecha en la **Figura 17**, que son:

- Ruleta del tiempo: corresponde con el eje horizontal y éste varía por igual para todas las señales en pantalla. La escala que estamos utilizando aparece en la esquina superior derecha de la pantalla (-) y nos indica el tiempo al que equivale cada división horizontal. Para la práctica se recomienda trabajar con **50 ó 100 ms/división**.
- Ruleta del voltaje: corresponde con el eje vertical y en éste caso podremos utilizar diferentes escalas en cada canal. La escala utilizada aparece en la esquina superior izquierda de la pantalla al lado del indicador de canal (-). Se recomienda trabajar con escalas de **5 ó 10 mV/división**.

Para eliminar parte del ruido que enturbia la señal en el menú de cada canal active el submenú **Bandwidth** y seleccione la opción de **40 Hz** como se aprecia en la **Figura 18**:

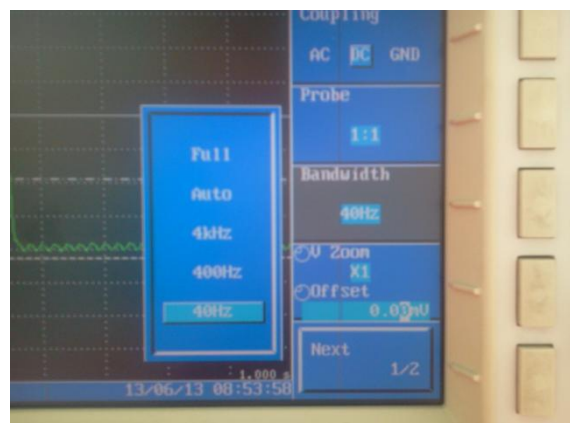


Figura 18: Filtrado de la señal

Puede cambiar la posición de la señal de cada canal activando la tecla de **Position** y girando la ruleta de la **Figura 17**.

Una vez visualicemos la señal correctamente podremos medir los valores que nos interesen, para ello se procederá de la siguiente manera:

- Pulse el botón **START/STOP** para detener la señal, ya que no se puede medir con la señal en movimiento.
- Pulse el botón **CURSOR** del menú de pantalla de la **Figura 17** y aparecerá un submenú con varias opciones.
- Pulse el botón **Type** y aparecerá otro submenú con varias opciones **Figura 19** en este submenú seleccionamos el eje en el que queremos medir, por tanto nos interesarán las opciones **horizontal**, para medir voltajes, **vertical**, para medir tiempos o **H & V** para medir los dos a la vez.

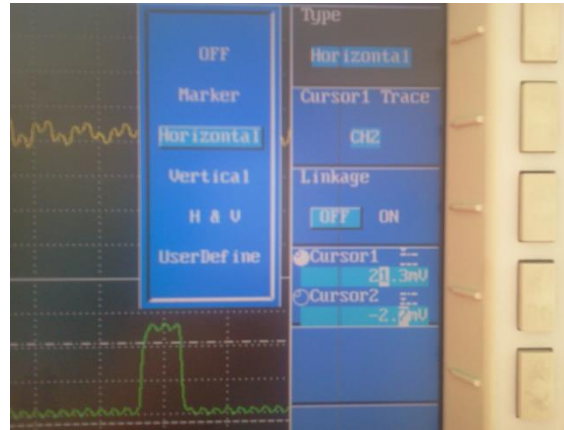


Figura 19: Submenú Type

- Una vez seleccionado el eje en el que medir utilice la ruleta de la **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.** para desplazar las líneas de medición, si desea cambiar de línea pulse el botón **cursor1/cursor2**. Debajo de la ruleta tenemos 2 flechas que utilizamos para indicar en qué unidades estamos moviendo las líneas de medición. El resultado de la medición, que es la distancia entre líneas, aparece en la esquina inferior izquierda siendo el resultado ΔX (horizontal) y ΔY (vertical), como se aprecia en la **Figura 20**:



Figura 20: Medición de la señal

ANEXO II

DESCRIPCIÓN DEL ARIETE HIDRÁULICO:

En el presente apartado se describen las diferentes partes de que consta el ariete hidráulico, justificando y explicando su función en la máquina:

Ariete:

Es el encargado de dar presión al agua, tiene dos salidas: por un lado al depósito de desagüe y por otro lado una impulsión de agua. En la **Figura 21** se puede observar las diferentes partes de las que está compuesto. A continuación se describe las diferentes piezas que lo componen:

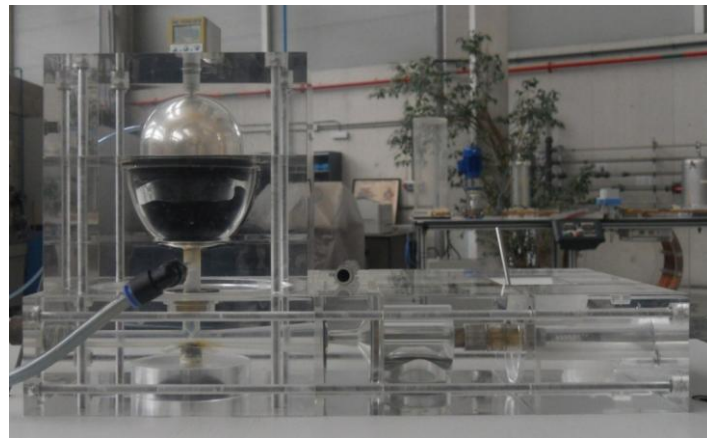


Figura 21: *Ariete hidráulico*

Caja de ariete: esta pieza está fabricada en metacrilato, consta de una toma de agua (1) que desemboca en una bifurcación.

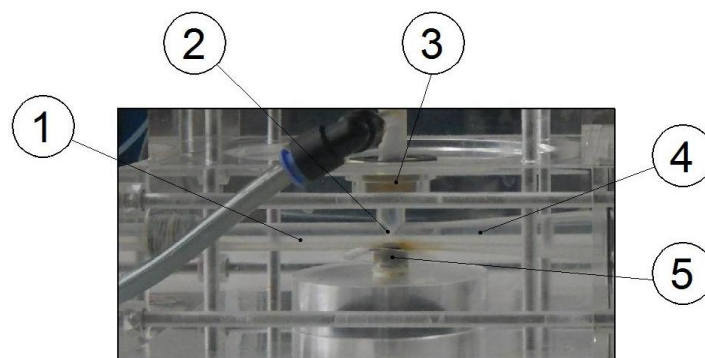


Figura 22: *Partes del ariete*

-La toma superior (2) desemboca en un alojamiento para la válvula anti retorno, que es una válvula de retención GESTRA RK71 (3). Para mantener la válvula estanca hay colocada una junta plana en el apoyo de la válvula.

-La toma lateral (4) tiene forma de cono con una conicidad de 4° y finaliza en la válvula que produce el golpe de ariete.

-Debajo de la bifurcación hay colocado un alojamiento para un sensor de presión DRUCK PDCR910 (5), dicho sensor está conectado al cuadro eléctrico del ariete hidráulico, no nos da las medidas directamente.

Calderín: En las **Figura 23** y **Figura 24** se observa la parte anterior y posterior del calderín:

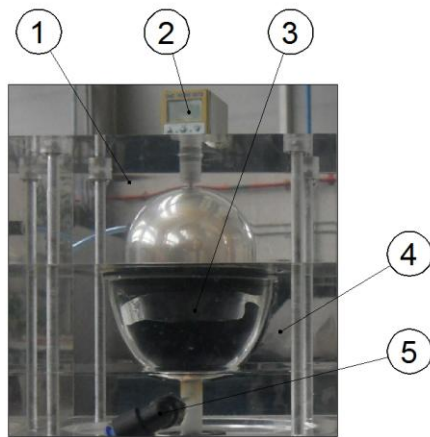


Figura 23: Parte frontal calderín

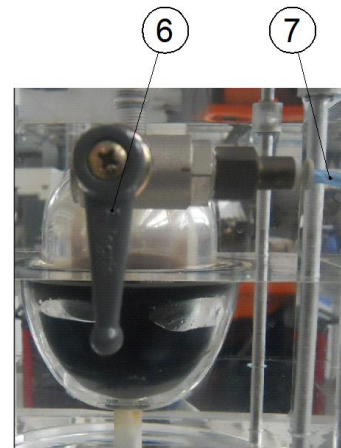
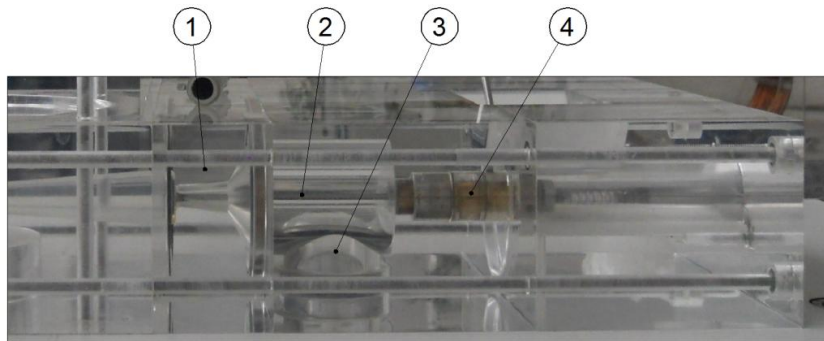


Figura 24: Parte posterior calderín

-Tapa superior (1): encima de todo hay situado un presostato digital SMC ISE5B (3) que marca la presión en el calderín en bares. Lateralmente hay colocada una toma de aire (5) con el objetivo de dar una presión inicial al calderín, con la válvula de la **Figura 24** (6) se abre o cierra la entrada de aire al calderín, en la imagen se encuentra cerrada. La toma de aire está conectada a un regulador de presión mediante una válvula de tres vías que explicaremos más adelante.

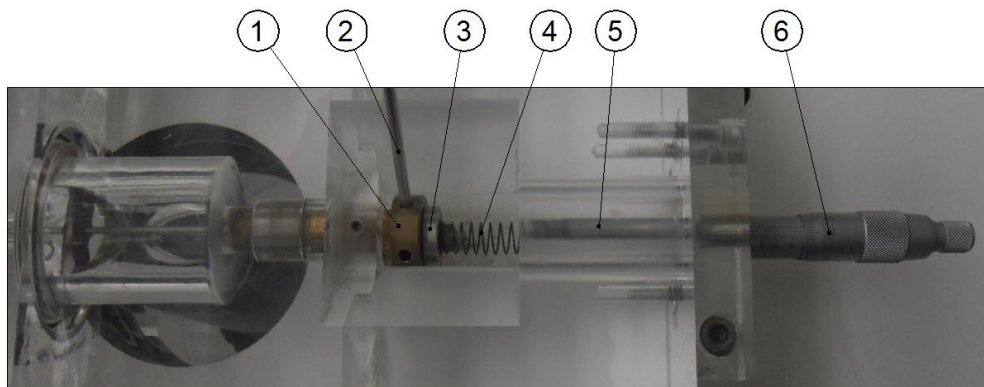
-Tapa inferior (2): conecta la parte superior con la caja de ariete. Del calderín sale la tubería de elevación (7) por donde se bombea el agua al producirse los golpes de ariete. Entre la tapa superior e inferior hay situada una vejiga de caucho HYDAC 0.6 (4) que impide que el agua de la parte inferior y el aire de la parte superior entren en contacto y el calderín haga su función correctamente.

Carcasa de la válvula y desagüe: En la **Figura 25** se encuentra la válvula que produce los golpes de ariete que impulsan el agua por la tubería de elevación, el resto del agua se va por el desagüe:

**Figura 25: Detalle Ariete I**

-La carcasa de la válvula (1) está fabricada con metacrilato, en ella se encuentra la válvula A (2), que es la que provocará el golpe de ariete que se produce en cada ciclo, dicha válvula consta de varias partes y está unida al regulador de carrera (4). Al producirse los golpes de ariete, parte del agua es impulsada por la tubería de elevación, el resto del agua, una vez que ha pasado por la válvula A, desemboca en el desagüe (3) que es una tubería que envía el agua al depósito de desagüe.

Regulador de carrera y regulador de cierre: sus funciones son las de marcar el desplazamiento de la válvula A y controlar el instante en que comienza a cerrarse la válvula. En la **Figura 26** se puede ver las distintas piezas que lo componen:

**Figura 26: Detalle Ariete II**

-Regulador de carrera (1): está realizado en bronce y la función principal de esta pieza es la de marcar el desplazamiento de la válvula A, ya que cuando está completamente abierta el regulador de carrera choca con el fin de carrera (3) y el agua no hace la suficiente fuerza para cerrar la válvula A. Es posible ir girando el regulador introduciendo una varilla (3) en sus agujeros, de esta forma cuando el regulador gira una vuelta el desplazamiento axial de la válvula es de 1 mm.

-Regulador de cierre: estas piezas controlan el instante en que comienza a cerrarse la válvula A:

-Muelle (4): está realizado en acero inoxidable, apoya por un lado el final de carrera de la válvula (2) y por el otro lado en el apoyo del muelle (5).

-Apoyo del muelle (5): está realizado en acero inoxidable. Sirve de apoyo para el muelle y se sitúa sobre el extremo del micrómetro.

-Micrómetro (6): su desplazamiento oprime el muelle contra el fin de carrera, con lo que aumenta la fuerza que debe hacer el agua para poder desplazarlo. De esta forma, controlamos el factor de cierre de la válvula A.

Circuito de alimentación:

En la **Figura 27** podemos ver el circuito de alimentación y las partes de las que consta:

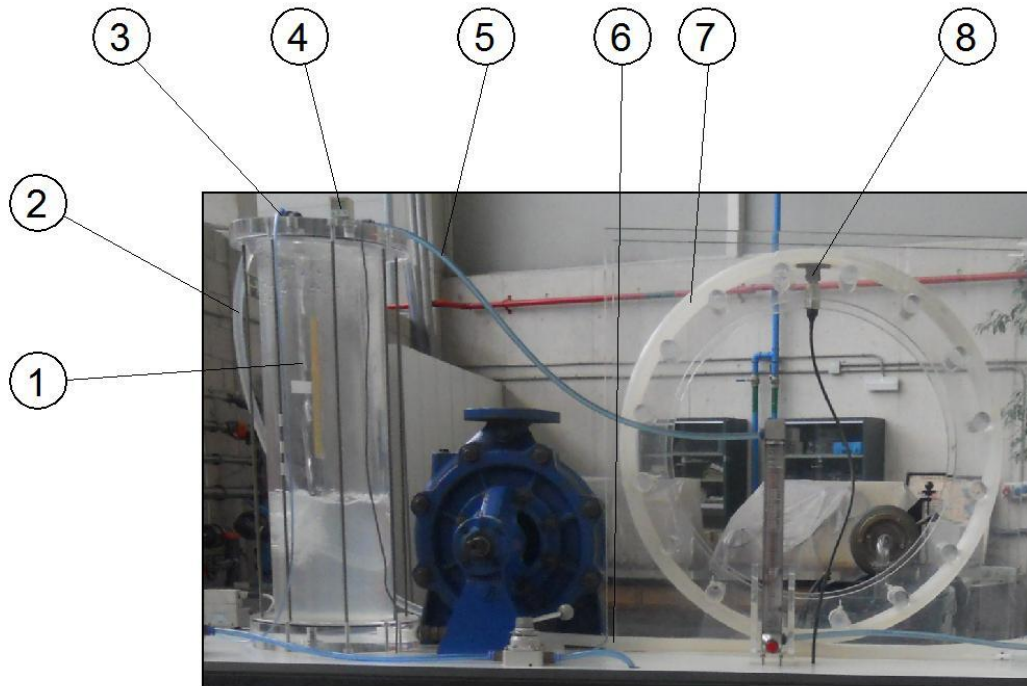


Figura 27: *Circuito alimentación*

Depósito de alimentación (1): está formado por una tubería de metacrilato de diámetro exterior 200 mm, espesor 10 mm y longitud 600 mm. La base y la tapa superior también son de metacrilato. La presión del interior del depósito se controla mediante un regulador de presión conectado a la tapa del depósito (3). Esta presión se mide con un presostato digital SMC ZSE5B (4) situado en la tapa superior. El agua entra en el depósito de alimentación por dos vías diferentes, el circuito de elevación (5) y el circuito de realimentación (2).

Tubería de alimentación (6): está realizada en PEX (polietileno de alta densidad) que conecta el depósito de alimentación con el ariete, se sitúa sobre una bobina (7) en forma de espirales. En el punto medio, hay colocada una T de latón (8) con un sensor DRUCK PDCR910 que está conectado al cuadro eléctrico.

Circuito de elevación:

Este circuito comienza en la salida del calderín y finaliza en el depósito de alimentación. El caudal que circula será el bombeado por el ariete. Consta de varios elementos tal y como se puede ver en la **Figura 28**:

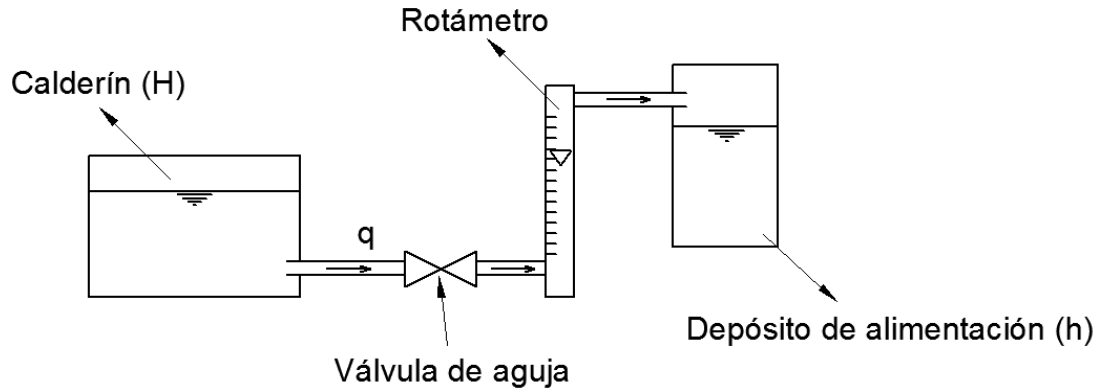


Figura 28: *Circuito de elevación*

Válvula de aguja: es el modelo SWAGELOK ¼ NPT. El agua del ariete sale a una presión que puede llegar a ser de 10 bar y en el depósito la presión máxima será de 1 bar. Con lo cual se necesita una pérdida de presión que nos proporcionará la válvula de aguja, al abrir o cerrar esta válvula se puede variar la presión en el calderín y el caudal que circula por el circuito de elevación.

Rotámetro: mide el caudal de elevación q en l/h. tiene una escala numerada y el caudal que circula nos lo marca una pieza de acero inoxidable que se eleva en función del caudal. El rotámetro dispone también de una válvula de aguja que nos proporcionará también pérdida de presión. Aparte de la válvula de aguja este modelo de rotámetro nos proporciona una pérdida de presión de 90 mm. C. A.

Circuito de realimentación:

La misión de este circuito es la de devolver el agua que se ha escapado por el desagüe del ariete al depósito de alimentación. En la **Figura 29** se puede ver de los elementos que consta:

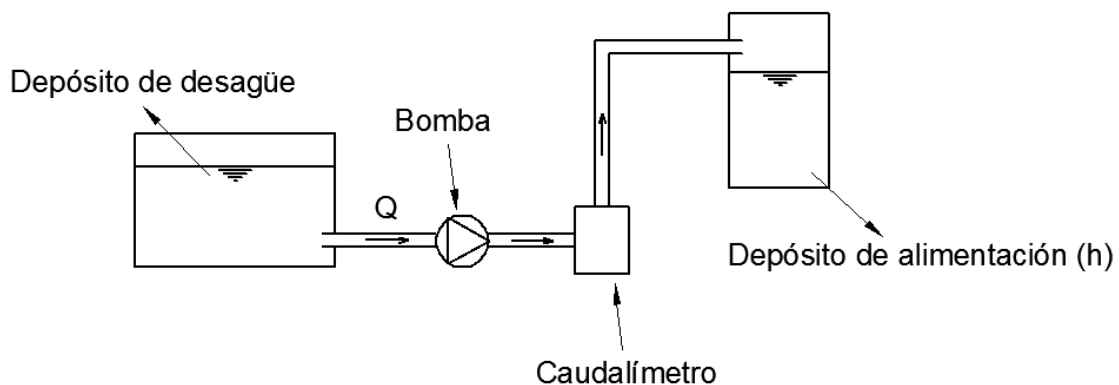


Figura 29: *Circuito de realimentación*

Depósito de desagüe: se encuentra debajo del ariete y almacena el agua que sale por la tubería de desagüe proveniente del ariete. De la parte inferior del depósito sale una tubería que lo conecta con la bomba.

Bomba: es el modelo SMC PA2000. Es una bomba de membranas que se utiliza para impulsar el agua del depósito de desagüe al depósito de alimentación. Con lo cual, debo vencer la diferencia de altura entre los dos y la diferencia de presión. Este tipo de bomba no precisa energía eléctrica, sino que funciona con aire comprimido. La bomba dispone de un silenciador en la salida del aire para disminuir el ruido.

Caudalímetro PFW720: siendo Q el caudal que sale del depósito de alimentación hacia el ariete y q el caudal de elevación, el caudal que nos dará el caudalímetro es $Q-q$ y nos lo dará l/min. El modo de detección de este tipo de caudalímetros es el de los remolinos de Karman, según el número de remolinos que se forman en un intervalo de tiempo se determina el caudal que está pasando.

Tubería de alimentación: empalma el depósito de desagüe con la bomba y la bomba con el depósito de alimentación.

Circuito de aire comprimido:

El aire comprimido es necesario para que funcione la bomba, da presión al depósito de alimentación y al calderín. El circuito completo tiene varios elementos tal y como se puede apreciar en las **Figura 30** y **Figura 31**:

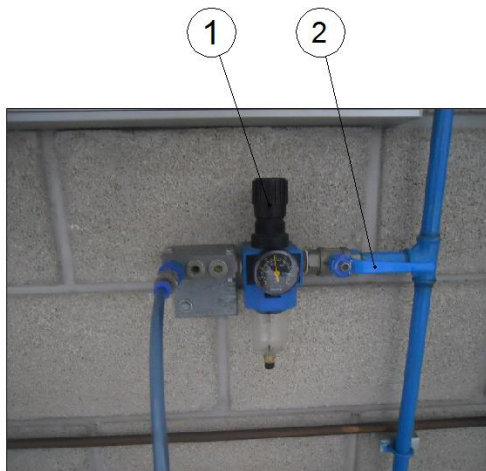


Figura 30: Toma de aire comprimido

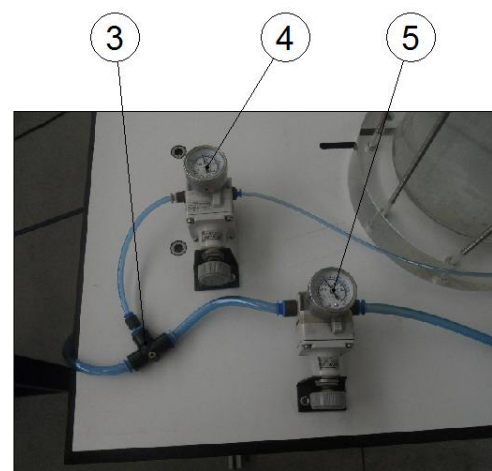


Figura 31: Reguladores de presión y T

La toma general: se efectúa en la instalación existente en el laboratorio, **Figura 30**, mediante el regulador (1) se proporciona aire comprimido a la presión deseada, para permitir que el aire llegue al ariete hidráulico hay que abrir la válvula (2), en la imagen está abierta. Se puede proporcionar aire de hasta 10 bares de presión.

Filtro: la bomba y los reguladores precisan aire filtrado, por lo tanto la toma general desemboca en un filtro. Los reguladores de presión apenas van a consumir caudal de aire, con lo que la mayor demanda de aire se va a producir en la bomba. A la salida del filtro hay una T (3) que divide el aire entre el regulador de la bomba y el regulador de alimentación.

Regulador de alimentación (4): es un regulador SMC IR2000 y su misión es la de fijar la presión de aire del interior del depósito de alimentación. El rango de presión es de 0-2 bar, pero en este caso, sólo se empleará hasta 1 bar que es el límite del presostato del depósito de alimentación.

Regulador de la bomba (5): es un SMC IR2020 y su rango de presión es de 0-8 bar. Su misión es la de dar presión inicial al calderín y más tarde dar caudal a la bomba. Con ayuda del regulador de aire se irá modificando el caudal de la bomba.

Válvula de tres vías: la salida del regulador de la bomba desemboca en una válvula de tres vías:



Figura 32: Posición 0

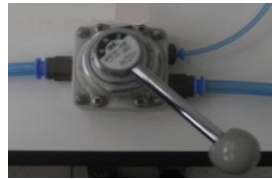


Figura 33: Posición I



Figura 34: Posición II

En la **Figura 32** la válvula se encuentra en su posición de reposo impidiendo que el aire circule por una de las dos salidas.

En la **Figura 33** la válvula permite el paso de aire al calderín mientras que obstruye el paso de aire a la bomba. Con la válvula en esta posición y el regulador (5) de la **Figura 31** se le da presión inicial al calderín.

En la **Figura 34** la válvula permite el paso de aire a la bomba y obstruye el paso de aire al calderín. Con la válvula en esta posición y el regulador (5) de la **Figura 31** conseguimos variar el caudal bombeado del depósito de desagüe, con el fin de mantener constante la columna de agua en el depósito de alimentación.

RESULTADOS OBTENIDOS

En el primer apartado de esta práctica se pide analizar e interpretar los resultados obtenidos con el osciloscopio.

Para esta primera parte se han elegido como condiciones de funcionamiento del ariete que la válvula A (la que produce el golpe) se encuentre en su posición más extrema hacia la izquierda, es decir, la sección de paso de agua es máxima, y con el micrómetro en la posición de 0mm, dándole así la mayor tensión posible al muelle. Con estas condiciones el golpe de ariete producido es el máximo.



Figura 35: Señal I

En la **Figura 35** se puede ver las dos señales que nos dan los dos sensores. La señal de abajo (verde) corresponde al sensor que se encuentra colocado debajo del calderín y la de arriba (amarilla) al sensor que está en mitad de la tubería de alimentación. Se comenzará analizando la señal verde.

En la señal verde, el tiempo que dura la sobrepresión, corresponde con el tiempo en que la válvula A se encuentra cerrada, durante ese tiempo el agua entra al calderín hasta que la presión producida por el golpe es igual a la del calderín. Al cerrarse la válvula A se produce el golpe de ariete, en el que la energía cinética que tenía el fluido se transforma en una sobrepresión. Dicha sobrepresión se transmite a una velocidad “c”. El tiempo que tarda el frente de presiones en llegar a donde se encuentra el otro sensor (señal amarilla) es $t=(L/2)/c$, siendo $L/2$ la longitud correspondiente a la mitad de la tubería y c la velocidad del frente de presiones.

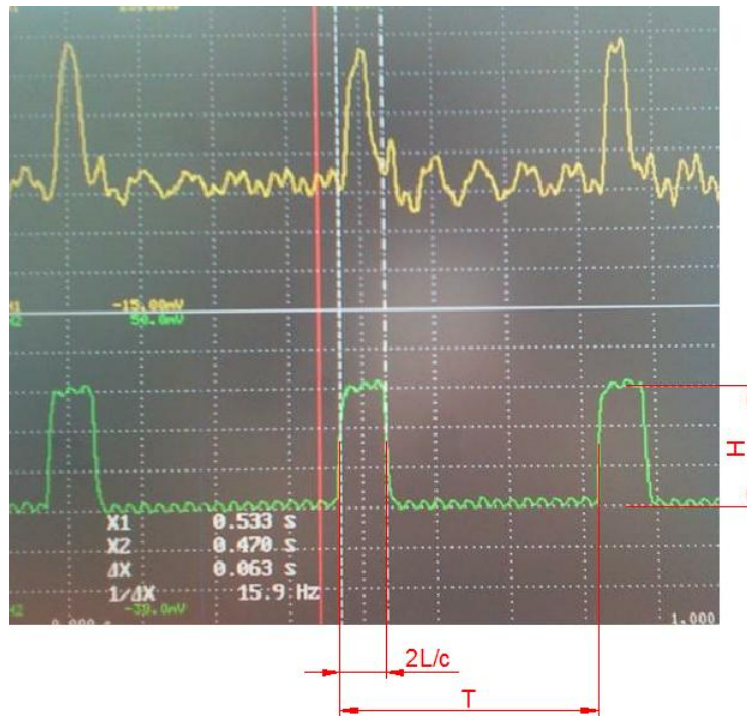


Figura 36: Señal II

El tiempo que dura la sobrepresión es $t=2L/c$, **Figura 36**, que corresponde con el tiempo que le cuesta al frente de presiones ir al otro extremo de la tubería y volver. Al producirse el golpe, se produce una sobrepresión ΔP que se desplaza mediante un frente de presiones hasta el otro extremo de la tubería. En esas condiciones la tubería está dilatada y el agua en reposo y comprimida. En (1) de la **Figura 37** no puede existir otra presión que la debida a la altura h (1bar más la altura de columna de agua), por tanto, el golpe desaparece instantáneamente.

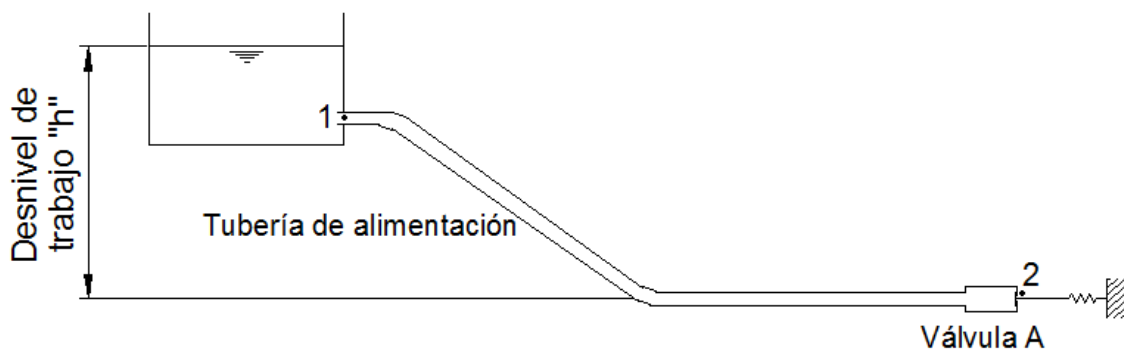


Figura 37: Circuito de alimentación

A continuación el fluido de la tubería comienza a expandirse por (1), donde se inicia un flujo en dirección al depósito de alimentación a la vez que la presión se estabiliza en toda la tubería.

En el instante $t=2L/c$ la onda estabilizadora llega a la válvula A (2) de la **Figura 37**. El fluido de toda la tubería se mueve hacia (1). Como la rodaja de fluido próxima a (2) no puede moverse, el resto, como si fuese un pistón, tira de ella provocando un ΔP negativo teóricamente igual en valor absoluto a la sobrepresión del golpe.

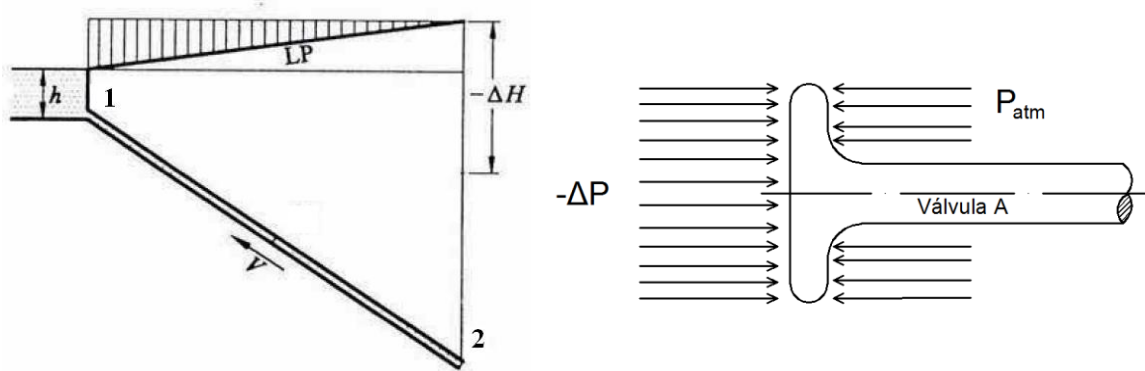


Figura 38: Instante $t=2L/c$

En la **Figura 38** se puede ver que en el instante $t=2L/c$ se produce la depresión, pero en la válvula A, por un lado está actuando la depresión y por el otro la presión atmosférica, por tanto, al ser la presión atmosférica mayor que la depresión abre la válvula A. A continuación, el caudal va llegando a impulsos y cuando la fuerza del agua es capaz de vencer la tensión del muelle cierra la válvula A y se repite todo lo anterior.

De lo expuesto anteriormente se ha explicado lo referente a la señal del sensor que está colocado debajo del calderín. Ahora se explicará la señal del sensor que se encuentra en mitad de la tubería.

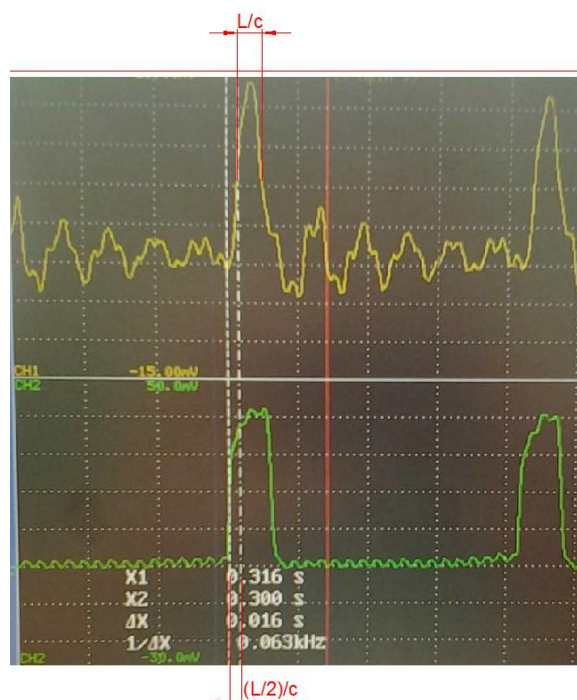


Figura 39: Señal III

En la **Figura 39** se puede ver que el tiempo que le cuesta llegar a la sobrepresión de un sensor a otro es $t=(L/2)/c$. Dicha sobrepresión dura $t=L/c$, que es el tiempo que tarda el frente de presiones en ir de la mitad de la tubería al otro extremo (sobrepresión). En este instante, el fluido de la tubería comienza a expandirse y se inicia un flujo en dirección al depósito de alimentación, a la vez que la presión se va estabilizando. La sobrepresión dura hasta que la onda estabilizadora llega al punto medio de la tubería.

Esta sería la parte más sencilla. A continuación de la sobrepresión viene una zona de picos y valles que va amortiguándose. En la **Figura 40** aparece esta parte con más detalle.

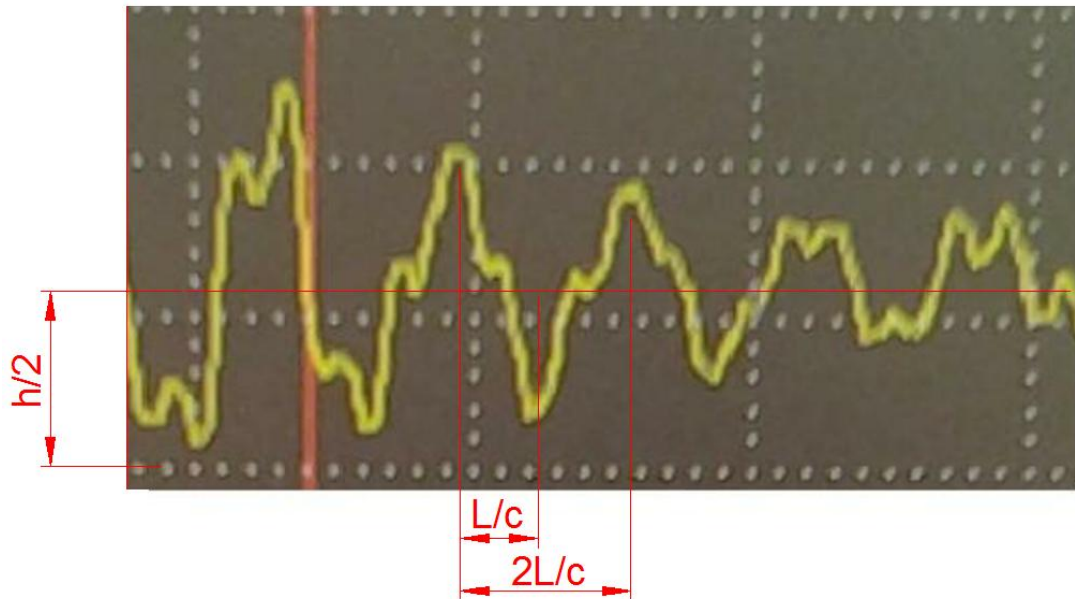


Figura 40: Oscilación alrededor de $h/2$

En la **Figura 40** se puede ver como después de la sobrepresión la señal oscila alrededor de $h/2$, siendo h la altura de alimentación ($\geq 1\text{bar}$). Dicha oscilación puede deberse a que el fluido que se encuentra en la tubería de alimentación se mueve a impulsos y está constantemente cambiando el sentido del flujo, lo que provoca las sobrepresiones y depresiones. También se puede observar como la señal se va amortiguando debido al rozamiento del fluido con las paredes de la tubería.

DETERMINACIÓN DE LA VELOCIDAD DEL FRENTE DE PRESIONES

En la segunda parte de la práctica se pide determinar la velocidad del frente de presiones y compararlo con el resultado teórico. Para calcular la velocidad se sabe, por lo comentado anteriormente (**Figura 36**), que el tiempo que tarda la onda en ir y volver es $t=2L/c$, por tanto, conocida la longitud de la tubería y midiendo el tiempo t con el osciloscopio se determinará la velocidad c de propagación del frente de presiones. Para la medición del tiempo t se hará 10 medidas variando las condiciones de funcionamiento del ariete (se variará la tensión del muelle) y con ello, se calculará un tiempo medio haciendo la media aritmética.

En la tabla siguiente aparecen los valores medidos y la media aritmética.

Medición nº	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Tiempo (ms)	60	61	61	62	64	64	61	64	61	62
Tiempo medio (ms)	62									

Así, la velocidad del frente de presiones es:

$$c = \frac{2 \cdot L}{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n t_i} = \frac{2 \cdot 11,08}{0,062} = 357\text{m/s}$$

Ahora, mediante la ecuación de Joukowski se calcula el valor teórico:

$$c = \frac{\sqrt{\frac{K}{\rho}}}{\sqrt{1 + \frac{K \cdot D}{E \cdot e}}} = \frac{1450}{\sqrt{1 + \frac{2,1 \cdot 10^9 \cdot 16}{8,5 \cdot 10^8 \cdot 1,9}}} = 311 \text{ m/s}$$

Comparando los dos resultados, experimental y teórico, se puede concluir que el resultado es correcto ya que ambos valores son bastante parecidos.

En la tercera y última parte se pide provocar un único golpe de ariete y estudiar lo que ocurre.

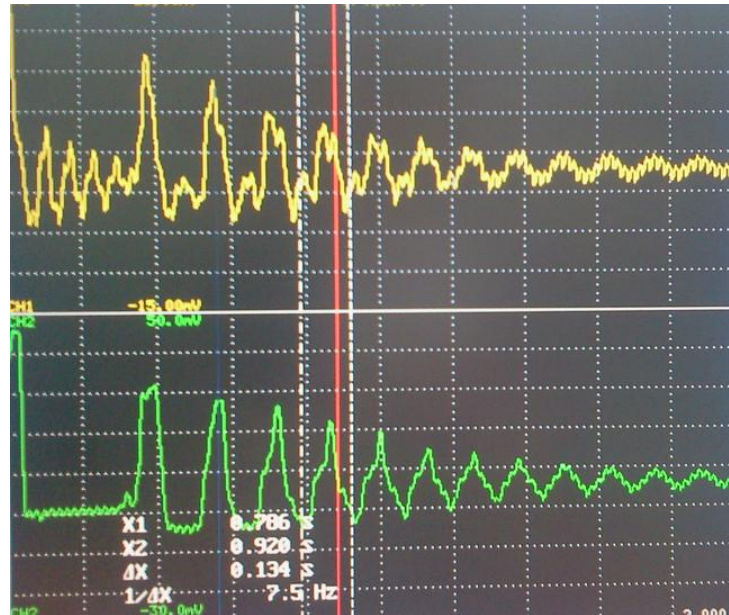


Figura 41: Amortiguamiento del frente de presiones

En la **Figura 41** se puede ver las sobrepresiones/depresiones y como se amortiguan con el tiempo. Las dos señales son iguales, salvo que están desfasadas un tiempo $t=(L/2)/c$, que es el tiempo que tarda la onda en ir hasta la mitad de la tubería. Por ello, únicamente se analiza la señal verde.

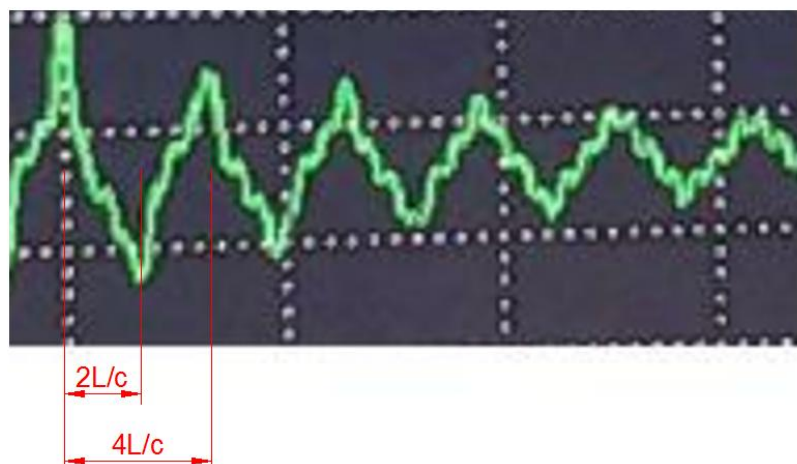


Figura 42: Detalle del amortiguamiento

Una vez se ha producido la sobrepresión en la válvula A, dicha sobrepresión comienza a circular hasta el otro extremo de la tubería. Al llegar la onda al otro extremo de la tubería (instante $t=L/c$), toda la tubería está dilatada por efecto de la sobrepresión, y el fluido en su interior está en reposo y comprimido. A continuación el fluido de la tubería comienza a expandirse y se inicia un flujo en dirección al depósito de alimentación, a la vez que la presión se va estabilizando.

En el instante $t=2L/c$ la onda estabilizadora llega a la válvula A. El fluido de toda la tubería se mueve hacia el depósito de alimentación, teóricamente a la misma velocidad v que llevaba en sentido contrario antes de producirse el golpe. Como la rodaja de fluido próxima a la válvula A no puede moverse, el resto, como si fuese un pistón, tira de ella provocando un Δp negativo teóricamente igual en valor absoluto a la sobrepresión del golpe. A continuación, esta onda de depresión se propaga hacia el depósito de alimentación.

En el instante $t=3L/c$ la onda de depresión llega al depósito de alimentación. Toda la tubería está contraída por efecto de la depresión, y el fluido en su interior expandido y en reposo. En el depósito de alimentación se inicia un flujo en dirección a la válvula A. A medida que sucesivas secciones entran en movimiento, la presión en las mismas se va estabilizando.

En el instante $t=4L/c$ la onda llega a la válvula A y la situación vuelve a ser la misma que en el instante en que se produce el golpe de ariete.

A partir del instante $t=4L/c$, el fenómeno vuelve a repetirse indefinidamente cada periodo $4L/c$, si no fuera por el rozamiento del agua en la tubería, en su vaivén, absorbe la energía del golpe y éste se repite cada vez con menor intensidad hasta anularse.

Para reforzar lo descrito anteriormente se adjunta la gráfica tridimensional de la **Figura 43:**

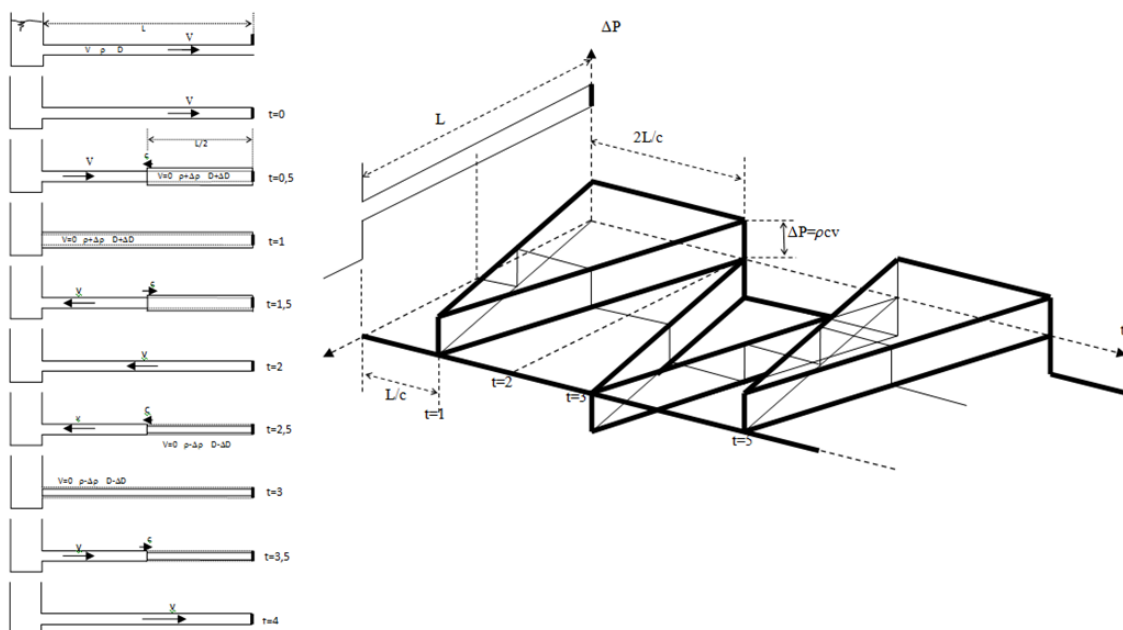


Figura 43: Seguimiento de la sobrepresión en un cierre instantáneo

CONCLUSIONES

En esta práctica se ha analizado los resultados obtenidos del osciloscopio de los dos sensores de presión que hay colocados en la tubería de alimentación.

Con el primero de ellos, el que está colocado debajo del calderín, los resultados han sido los esperados. Sin embargo, con el sensor que se encuentra en mitad de la tubería, aparecían unas oscilaciones que no hemos podido explicar el por qué de esas oscilaciones y el valor respecto del que oscilaban.

Una de las posibles hipótesis que puede haber para explicar ese comportamiento sería que el fluido se mueve a impulsos y que está continuamente invirtiendo su sentido, lo que podría provocar las sobrepresiones y depresiones.

Por otra parte, se ha determinado la velocidad de propagación del frente de presiones y se ha comparado con el valor teórico, comprobando que ambos resultados son muy parecidos. La diferencia entra ambas es debida en gran medida a la dificultad de medir correctamente en el osciloscopio. El resultado es bastante más pequeño que la velocidad de sonido en el agua pero esto es debido a la gran “elasticidad” de la tubería de alimentación, ya que gran parte de la energía del golpe se pierde en deformar la tubería.

También se ha intentado demostrar la expresión de la sobrepresión de Allievi ($\Delta p = \rho \cdot c \cdot v$). De la expresión anterior se conocía todo salvo la velocidad del fluido antes de producirse el golpe. Se ha intentado determinar la velocidad del fluido para así poder comprobar la ecuación de Allievi, pero, con el valor de velocidad obtenido multiplicado por la densidad y la velocidad del frente de presiones, el valor de la sobrepresión era bastante más pequeño que el valor medido en el osciloscopio.

Finalmente se ha estudiado el golpe de ariete, en el que hemos podido ver la sucesión de sobrepresiones y depresiones que se producen y al amortiguamiento de las mismas debido al rozamiento del fluido con las paredes de la tubería.

6. CONCLUSIONES Y LÍNEAS FUTURAS

El objetivo de este proyecto ha sido preparar los guiones de las clases prácticas del Área de Mecánica de Fluidos del Departamento de Ingeniería Mecánica, Energética y de Materiales de la UPNA. Los guiones de prácticas van dirigidos a los alumnos de las asignaturas del Área de Mecánica de Fluidos impartidas en los Grados de Ingeniería Mecánica e Ingeniería en Tecnologías Industriales.

Se han planteado los guiones de las prácticas de forma que los alumnos trabajen con las máquinas disponibles en el laboratorio de Mecánica de Fluidos de la UPNA: los equipos de flujo compresible, el Ariete Hidráulico y las turbinas Turgo y Banki. Así, se han realizado dos guiones sobre flujo compresible, dos sobre el Ariete Hidráulico y finalmente un guión para la turbina Turgo y otro sobre la Banki.

El alumno deberá ser capaz de realizar las prácticas gracias a los conocimientos adquiridos en las clases de teoría y a una breve explicación del profesor del manejo de los distintos componentes del laboratorio y las normas de seguridad.

Los guiones de las prácticas siguen una estructura ordenada y homogénea. Todos incluyen una breve introducción teórica, los objetivos particulares de cada práctica y el planteamiento de los ejercicios a realizar en el laboratorio con las cuestiones que debe ir resolviendo el alumno. Se ha ajustado el número de datos exigidos al alumno para que el resultado de la práctica sea correcto y la duración de la misma sea adecuada (entre una y dos horas).

Se ha buscado un formato de guión que facilite la comprensión de la práctica, especialmente en lo que se refiere al apartado de los fundamentos teóricos. Se incluyen numerosas figuras y esquemas de los equipos del laboratorio que ayudan en la identificación de los diferentes componentes trabajados.

Paralelamente, se han realizado los guiones de prácticas del profesor. Son idénticos a los de los alumnos a excepción de que contienen los resultados de las cuestiones planteadas.

Cabe reseñar dos particularidades de este proyecto. Por un lado, es probable que los dos guiones de prácticas de flujo compresible no se trabajen en el futuro más inmediato. En el plan antiguo, tanto en ITI Mecánica como en Ingeniería Industrial, el temario de flujo compresible no se estudiaba, igual que ocurre en las nuevas titulaciones de Grado. Sin embargo, puesto que es un apartado muy importante dentro de la Mecánica de Fluidos, se ha decidido incluirlo dentro del temario de prácticas para el caso en el que se trabaje este tema en un futuro. Así, en dichos guiones se trabajan los aspectos, a priori, más importantes, como son el estrangulamiento y la distribución de presiones en toberas convergentes y convergentes-divergentes.

Además, hay que señalar que durante el desarrollo del proyecto ha habido una serie de problemas debidos en su mayoría al prolongado tiempo de inactividad de las máquinas del laboratorio.

Así por ejemplo, en la turbina Turgo, el coeficiente de contracción del chorro para una y dos vueltas del inyector resultaba mayor que la unidad, cosa que físicamente es imposible, ya que ello implica que el chorro se expansiona cuando lo que hace

realmente es contraerse. Los datos obtenidos para una y dos vueltas del inyector se eliminaron automáticamente.

Por otro lado, en el Ariete Hidráulico uno de los dos sensores no funcionaba, por lo que tuvimos que cambiarlo por otro.

En el siguiente apartado se plantean nuevas líneas de trabajo que se proponen como futuros Proyectos Fin de Carrera.

LÍNEAS FUTURAS

Después de la realización de este proyecto, se plantean nuevas líneas de trabajo. En general, tratan sobre problemas que han surgido durante la realización del mismo o que por falta de tiempo no han llegado a realizarse. Se detallan a continuación:

1) Se han realizado dos guiones sobre flujo compresible que tratan sobre el estrangulamiento y la distribución de presiones en toberas. Sobre este tema podrían llegar a realizarse más guiones como por ejemplo: determinación del efecto de la presión de entrada sobre el caudal másico, determinación del rendimiento de una tobera, determinación del efecto de presión de entrada en el caudal másico con contrapresión constante y comparación con las predicciones teóricas, etc.

2) a. Respecto al Ariete Hidráulico, se propuso determinar una ecuación matemática que relacionase el rendimiento del ariete con la frecuencia de golpeteo del Ariete, es decir, una ecuación de la forma $f(\eta, T)=0$:

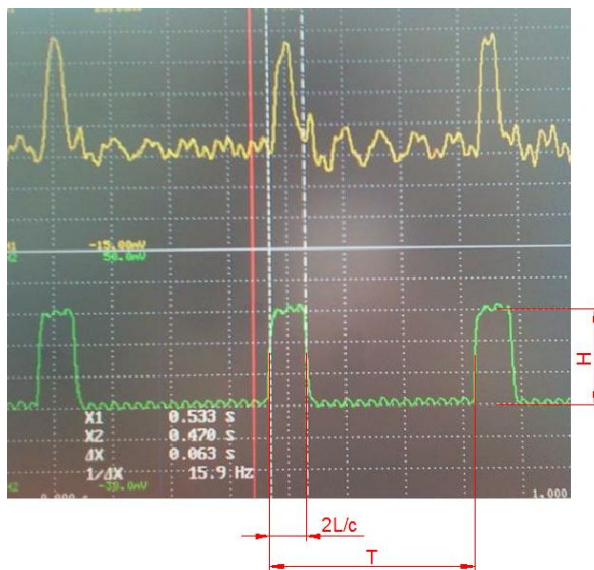


Figura 8: Detalle señal

$$f(\eta, T) = 0$$

Siendo η el rendimiento y T el periodo.

A su vez el rendimiento viene determinado por:

$$\eta = \frac{q \cdot (H - h)}{(Q - q) \cdot h}$$

Siendo:

q : caudal bombeado

$Q-q$: caudal que va por el desagüe

H : altura de bombeo

h : altura de alimentación

La dificultad que entraña lo pedido excedía en tiempo y complejidad el objetivo inicial de este proyecto. Por ello, se propone como un futuro PFC.

b. Siguiendo con el Ariete, en su momento, además de la tubería de alimentación de polietileno había otra más de cobre. Con la tubería de cobre sería interesante realizar la práctica de “Análisis de los resultados del Ariete Hidráulico con osciloscopio” y compararlo con la realizada en este proyecto.

7. BIBLIOGRAFÍA

LIBROS

- [1] Claudio Mataix, *Turbomáquinas hidráulicas*, Ed. ICAI 1975
- [2] Frank M. White, *Mecánica de Fluidos (5ª edición)*, McGraw-Hill, 2004.
- [3] Justo García Ortega, *Problemas resueltos de máquinas hidráulicas y transitorios hidráulicos*, Ed. UPNA, 2009.
- [4] José Agüera Soriano, *Mecánica de fluidos incompresibles y turbomáquinas hidráulicas (5ª edición actualizada)*, Ed. Ciencia 3, S.L. 2002.
- [5] Moran M.J.; Shapiro H.N., *Fundamentos de Termodinámica Técnica*, Ed. Reverté, 2ª ed, 2004.

PROYECTOS FIN DE CARRERA

- [1] J. Carlos Viscarret, *Flujo compresible en toberas*, Universidad Pública de Navarra, 1998.
- [2] Javier Sanz Corretge, *Cálculo, diseño y construcción de una turbina Turgo*, Universidad Pública de Navarra, 1998.
- [3] J. Victoriano Márquez de Prada y Moragues, *Diseño, cálculo y construcción de un Ariete Hidráulico*, Universidad Pública de Navarra, 1998.

RECURSOS DIGITALES

- [1] Julián Martínez de la Calle, *II.4 Flujo compresible*, Universidad de Oviedo, [web en línea]
http://www.unioviedo.es/Areas/Mecanica.Fluidos/docencia/asignaturas/mecanica_de_fluidos/08_09/II.4.%20FLUJO%20COMPRESIBLE%200809.pdf
- [2] C. Gherardelli, *Capítulo 11 Flujo compresible*, [documento en línea]
https://www.u-cursos.cl/ingenieria/2007/2/ME33A/1/material_docente/objeto/138199
- [3] Ariel R. Marchegiani, *Unidad 5: Turbomáquinas: Las turbinas hidráulicas*, Universidad Nacional del Comahue (Argentina), [documento en línea]
<http://fainweb.uncoma.edu.ar/La.M.Hi/textos/Pequenas centrales/UNIDAD5.pdf>
- [4] Universidad Pública de Navarra, [web en línea]
<http://www.unavarra.es/conocerlauniversidad/historia>



[5] IE University, [web en línea]

<<http://www.ie.edu/es/universidad/sobre-ieu/ventajas-proceso-bolonia>>